

Mestrado Integrado em Engenharia Química

Simulação numérica da transferência de calor - algumas aplicações práticas

Tese de Mestrado

desenvolvida no âmbito da disciplina de

Projecto de Desenvolvimento em Ambiente Empresarial

Bruno José Parente Gonçalves



Orientador na FEUP: João Campos

Orientador na empresa: Tiago Sotto Mayor

Julho de 2009

Aos meus pais, ao meu irmão

À Joana

“All models are wrong, but some models are useful”

George P. E. Box

Agradecimentos

Gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos ao Doutor Tiago Sotto Mayor, por toda a disponibilidade, confiança e apoio prestado ao longo do Projecto de Desenvolvimento.

Quero agradecer também ao Professor João Campos, pela sua contribuição durante o trabalho realizado. Os seus conselhos revelaram-se de extrema importância ao longo do projecto.

Não podia deixar de agradecer a todas as pessoas do CeNTI, pela forma como me acolheram, tornando o estágio ainda mais interessante, onde o espírito jovem da empresa esteve sempre presente.

Queria ainda agradecer ao Paulo Gomes, pela motivação, amizade e sugestões dadas ao longo do desenvolvimento do projecto.

Por fim, mas não menos importante, gostaria de agradecer às minhas colegas de estágio Bruna Moura, Odete Melo, Lília Almeida e Olívia Rocha pelos momentos passados ao longo do estágio. Por todo o companheirismo e amizade.

A todos os meus amigos e colegas de curso, pela ajuda e apoio que me deram.

Resumo

No âmbito do Projecto de Desenvolvimento na empresa CeNTI (Centro de Nano Tecnologia e Materiais Técnicos), estuda-se a transferência de calor (por condução) através de diversos materiais têxteis e a transferência de calor por condução, convecção e radiação, e o respectivo escoamento externo, em torno de um pé térmico. Para tal foi utilizado o programa de simulação numérica COMSOL Multiphysics 3.5.

Para o desenvolvimento do projecto, foram estudados os fenómenos associados, à transferência de calor e ao escoamento, de forma a se obterem resultados credíveis nas simulações efectuadas. Sempre que possível, os resultados numéricos foram comparados, com resultados analíticos (transferência de calor por condução através de materiais) e com resultados experimentais (transferência de calor em torno de um pé térmico).

Após a realização do estudo de condução, concluiu-se que a existência de camadas de ar parado em contacto com as camadas de tecido é um factor importante ao nível do isolamento térmico. No estudo do escoamento em torno do pé térmico, concluiu-se que a convecção natural é importante na transferência de calor entre o pé e o meio. De notar ainda, que os fluxos de calor obtidos pela simulação aproximaram-se dos valores experimentais.

Palavras Chave : Simulação computacional de fenómenos de transporte, transferência de calor, escoamento de fluidos, *COMSOL Multiphysics 3.5*.

Abstract

The context of this Project, in the company CeNTI (Centro de NanoTecnologia e Materiais Técnicos), was to study the heat transfer (by conduction) through various textile materials and heat transfer by conduction, convection and radiation, and the external flow, around a thermal foot. For this study, the computer simulation program COMSOL Multiphysics was used.

In the project, the phenomena related to heat transfer and flow was studied, in order to obtain reliable results in the simulations. When it was possible, the results of the simulations were compared with the analytical results (heat transfer through textiles) and with experimental results (heat transfer around a thermal foot).

In the study of heat transfer by conduction, it was concluded that the existence of air layers in contact with the fabric layers is an important factor in the thermal insulation. In the study of flow around the thermal foot, it was concluded that natural convection is important in heat transfer between the foot and the surrounding ambient. The heat fluxes obtained in the simulation were close to the experimental values.

Índice

Índice de Tabelas	iii
Índice de Figuras.....	iv
Notação	vi
1 Introdução.....	1
1.1 Enquadramento e Apresentação do Projecto.....	1
1.2 Contributos do Trabalho.....	1
1.3 Organização da Tese	2
2 Estado da Arte	3
3 Transferência de calor por condução através de materiais têxteis	6
3.1 Considerações relativas à simulação	6
3.1.1 Cenários considerados.....	6
3.1.2 Fenómenos Considerados	7
3.1.3 Configuração da Simulação.....	8
3.2 Resultados	14
3.2.1 Testes de Grelha	14
3.2.2 Validação	16
3.2.3 Perfis de Temperatura para o cenário I.....	18
3.2.4 Perfis de Temperatura para o cenário II	18
3.2.5 Perfil de Temperatura para o cenário III	19
4 escoamento e Transferência de calor em torno de um pé térmico	22
4.1 Considerações Relativas à Simulação	22
4.1.1 Domínio Computacional.....	22
4.1.2 Modelo de Escoamento.....	22
4.1.3 Fenómenos Considerados	23
4.1.4 Configuração da Simulação.....	25
4.2 Resultados	27
4.2.1 Testes de Grelha	27

4.2.2	Convergência	31
4.2.3	Perfil de Velocidade	32
4.2.4	Pressão Relativa	33
4.2.5	Temperatura	34
4.2.6	Massa Volúmica	34
4.2.7	Fluxos de calor por radiação	35
4.2.8	Fluxos de calor entre o pé e o ambiente	37
5	Conclusões	42
6	Avaliação do trabalho realizado.....	43
6.1	Objectivos Realizados.....	43
6.2	Limitações e Trabalho Futuro	43
6.3	Apreciação final	44
	Referências	45
Anexo A	Modelo de turbulência $k-\varepsilon$	47
Anexo B	Comprimento de entrada do escoamento	52
Anexo C	Configurações dos diferentes <i>solvers</i>	53
Anexo D	Tratamento de pós-processamento dos dados de fluxo de calor	56

Índice de Tabelas

<i>Tabela 1. Dimensões das camadas consideradas, para as diferentes abordagens</i>	<i>9</i>
<i>Tabela 2. Condições-Fronteira para as diferentes abordagens.</i>	<i>14</i>
<i>Tabela 3. Resultados dos testes de malha</i>	<i>15</i>
<i>Tabela 4. Erros relativos da análise numérica</i>	<i>17</i>
<i>Tabela 5. Dimensões do domínio computacional</i>	<i>22</i>
<i>Tabela 6. Configurações para as condições-fronteira</i>	<i>27</i>
<i>Tabela 7. Configurações das grelhas de cálculo estudadas</i>	<i>28</i>
<i>Tabela 8. Coeficiente de transferência de calor médio do pé térmico</i>	<i>41</i>
<i>Tabela 9. Coeficientes de transferência de calor referentes à convecção (natural e forçada) e à radiação</i>	<i>41</i>
<i>Tabela 10. Valores de A e B considerados para as diferentes zonas</i>	<i>57</i>

Índice de Figuras

<i>Figura 1. Geometria de uma camada de tecido.....</i>	<i>9</i>
<i>Figura 2. Representação gráfica da variação da condutividade térmica da Aralite® com a temperatura</i>	<i>10</i>
<i>Figura 3. Representação da variação da capacidade calorífica, da Aralite®, com a temperatura.....</i>	<i>10</i>
<i>Figura 4. Representação da variação da condutividade térmica (k) do ar com a temperatura.....</i>	<i>11</i>
<i>Figura 5. Representação da variação do calor específico (Cp) do ar com a temperatura.</i>	<i>11</i>
<i>Figura 6. Representação da variação da massa volúmica (ρ) do ar com a temperatura.</i>	<i>12</i>
<i>Figura 7. Configuração usada para a Aralite®</i>	<i>13</i>
<i>Figura 8. Configuração do modelo de transferência de calor</i>	<i>14</i>
<i>Figura 9. Representação esquemática das condições fronteira, a) para o cenário I e b) para os cenários II e III.....</i>	<i>14</i>
<i>Figura 10. Representação da Temperatura média do material em função do número de elementos da grelha de cálculo</i>	<i>15</i>
<i>Figura 11. Representação dos resultados analíticos e numéricos do problema estudado.....</i>	<i>17</i>
<i>Figura 12. Representação gráfica da temperatura do material ao longo da espessura deste, para diferentes instantes de tempo.....</i>	<i>18</i>
<i>Figura 13. Representação gráfica dos perfis de temperatura ao longo dos materiais, para diferentes instantes de tempo e no estado estacionário.</i>	<i>19</i>
<i>Figura 14. Representação gráfica dos perfis de temperatura para as diferentes configurações, para o instante de 35s.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 15. Pormenor dos perfis de temperatura para o instante de 35s.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 16. Dimensões do domínio computacional considerado.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 17. Configuração do modelo de escoamento</i>	<i>25</i>
<i>Figura 18. Configuração do modelo de transferência de calor.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 19. Representação das condições fronteira</i>	<i>26</i>
<i>Figura 20. Representação da linha de análise considerada.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 21. Representação da linha de análise coincidente com o pé térmico.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 22. Perfis de temperatura para simulações com diferentes grelhas</i>	<i>29</i>
<i>Figura 23. Perfis de velocidade para simulações com diferentes grelhas</i>	<i>29</i>

<i>Figura 24. Fluxos de calor ao longo da linha de análise, para a 1ª simulação (o valor de $x=0$, corresponde à extremidade anterior do pé).....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 25. Fluxos de calor ao longo da linha de análise, para a 3ª simulação</i>	<i>30</i>
<i>Figura 26. Representação da grelha de cálculo utilizada (corte longitudinal $y=0$)</i>	<i>31</i>
<i>Figura 27. Erro de convergência estimado para a 3ª simulação ao longo das iterações (variáveis consideradas em cada grupo referidas no Anexo C).....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 28. Perfil de velocidade no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$).....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 29. Linhas de corrente no domínio computacional, a) ao longo da zona inferior do pé e b) ao longo de todo o pé térmico.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 30. Pormenor da direcção do escoamento junto ao pé térmico.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 31. Campo de pressão relativa no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$).....</i>	<i>34</i>
<i>Figura 32. Perfil de temperaturas no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$)</i>	<i>34</i>
<i>Figura 33. Massa volúmica do ar no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$)</i>	<i>35</i>
<i>Figura 34. Fluxo radiativo proveniente do pé térmico</i>	<i>35</i>
<i>Figura 35. Fluxos de calor entre o pé térmico e o meio envolvente, (a) na parte anterior do pé, b) na parte posterior, (c) na face interior e (d) na face exterior</i>	<i>37</i>
<i>Figura 36. Representação das várias zonas do pé térmico e do ponto de referência (ponto A)</i>	<i>38</i>
<i>Figura 37. Fluxos de calor calculados numericamente e experimentalmente para as várias zonas do pé térmico</i>	<i>38</i>
<i>Figura 38. Perdas de calor referentes à convecção e à radiação, para as várias zonas</i>	<i>39</i>
<i>Figura 39. Contribuições em %, dos dois fenómenos estudados, para as várias zonas.....</i>	<i>39</i>
<i>Figura 40. Coeficientes de transferência de calor, numéricos e experimentais, para as diferentes zonas</i>	<i>40</i>
<i>Figura C41. Configuração do solver GMRES.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura C42. Configuração do solver (grupos, factor de amortecimento)</i>	<i>54</i>
<i>Figura C43. Configuração do pré condicionador</i>	<i>54</i>
<i>Figura C44. Configuração para o factor de amortecimento</i>	<i>55</i>
<i>Figura C45. Configuração para o scaling das variáveis T_f (temperatura do fluido) e p (pressão relativa)</i>	<i>55</i>
<i>Figura D46. Número de ocorrências em função das classes de fluxo de calor para a zona 1 do pé térmico</i>	<i>56</i>

Notação

ε	Emissividade	
ρ	Massa volúmica	kg/m^3
σ	Constante de Stefan-Boltzman	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{T}^{-4}$
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s
A	Área	m^2
C_p	Calor Específico	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
D_h	Diâmetro Hidráulico	m
Gr_L	Número de Grashof	
h	Coefficiente Transferência de Calor	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
h_{conv}	Coefficiente Convectivo de transferência de calor	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
h_{rad}	Coefficiente Radiativo de Transferência de Calor	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
I	Inércia Térmica	$\text{J}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{s}^{-1/2}$
I_T	Intensidade de turbulência	
k	Condutividade Térmica	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
L	Dimensão Caracteristica do corpo	m
L_T	Comprimento de Turbilhões	
P	Pressão	Pa
Q	Fluxo de Calor	W/m^2
Q_{rad}	Fluxo de Calor Radiante	W/m^2
Re_L	Número de Reynolds	
T	Temperatura	K
T_{amb}	Temperatura ambiente	K
T_L	Temperatura do extremo esquerdo do corpo	K
T_r	Temperatura do extremo direito do corpo	K
T_{sk}	Temperatura do corpo	K

Índices

i Índice ou contador

Lista de Siglas

CeNTI Centro de NanoTecnologia e Materiais Técnicos, Funcionais e Inteligentes
SUAD Simulação de Uso e Avaliação de Desempenho
CFD Dinâmica de fluidos Computacional

1 Introdução

1.1 Enquadramento e Apresentação do Projecto

O vestuário tem um papel muito importante na regulação térmica do corpo humano, uma vez que influencia a troca de calor entre o corpo e o meio ambiente. Têm sido feitos estudos, com o intuito de analisar o comportamento de tecidos na presença de fontes de calor, vento e vapor (Bhattacharjee & Khotary, 2008). O comportamento de um têxtil, perante as condições do meio envolvente é um factor importante para o conforto de uma pessoa e, como tal, merecedor de atenção por parte de empresas produtoras de vestuário.

A avaliação do desempenho térmico de novas matérias e produtos (vestuário) é geralmente realizada recorrendo a câmaras climáticas e manequins térmicos. Este tipo de procedimento é dispendioso para as empresas uma vez que o custo de operação destes equipamentos é elevado. É neste contexto que surge o presente Projecto de Desenvolvimento.

Este projecto tem como objectivo o estudo da utilização de uma ferramenta computacional (COMSOL Multiphysics 3.5), para simular a transferência de calor através de diversos materiais e estruturas. O projecto é desenvolvido em ambiente empresarial, no CeNTI (Centro de NanoTecnologia e Materiais Técnicos, Funcionais e Inteligentes), em particular no Laboratório de Simulação de Uso e Avaliação de Desempenho.

No projecto são abordados dois temas: i) transferência de calor (por condução) através de diversos materiais; ii) escoamento e transferência de calor (por condução, convecção e radiação) em torno de um pé térmico.

Através deste projecto é explorada a hipótese de utilização um programa de simulação numérica, como ferramenta de estudo do potencial e viabilidade de novos produtos, antes mesmo da construção dos respectivos protótipos.

1.2 Contributos do Trabalho

O principal aspecto a realçar neste projecto é a utilização de um programa de simulação numérica, para o estudo da transferência de calor através de diversos materiais, e para o estudo das perdas de calor de um pé térmico. O trabalho desenvolvido permitiu adquirir conhecimentos ao nível do simulador, transferência de calor e escoamento de fluidos.

Este projecto permitiu à empresa CeNTI, a aquisição de conhecimentos numa área nova para a empresa, permitindo assim estudos futuros na área de simulação computacional.

1.3 Organização da Tese

A presente tese encontra-se dividida em cinco capítulos:

O capítulo actual, capítulo 1, introduz de forma sucinta o projecto desenvolvido na tese de mestrado. Os objectivos mais relevantes do projecto encontram-se aqui descritos.

No capítulo 2, Estado da Arte, é revista a história do CFD, bem como a sua importância na actualidade. São apresentados, também neste capítulo, estudos numéricos relacionados com o tema do presente projecto.

O capítulo 3 é referente à Descrição Técnica e Discussão de Resultados. Neste capítulo são apresentados e discutidos os resultados mais importantes. A primeira parte é referente ao estudo da transferência de calor através de um material têxtil. É avaliada a sua capacidade isolante. Na segunda parte deste capítulo, é analisada a transferência de calor que ocorre entre o pé térmico e o meio.

As conclusões gerais sobre o trabalho apresentado encontram-se no capítulo 4.

Finalmente, no capítulo 5 é avaliado o trabalho realizado ao longo do tempo de desenvolvimento do projecto. Neste capítulo apresentam-se também sugestões para algum trabalho futuro que possa ser realizado.

2 Estado da Arte

A simulação computacional de fluidos é hoje em dia uma nova abordagem ao estudo e desenvolvimento da disciplina de mecânica dos fluidos. Ao longo dos séculos dezassete, dezoito e dezanove o estudo da mecânica dos fluidos esteve assente no desenvolvimento de conceitos teóricos. Ao longo do século vinte, perante tais desenvolvimentos teóricos, o estudo da mecânica dos fluidos começou a estar assente também numa outra base, a experimentação. Ainda nesse século, o grande avanço tecnológico, com o aparecimento de computadores capazes da resolução de cálculos complexos, combinado com o aparecimento de métodos numéricos poderosos e precisos, revolucionou o estudo e o trabalho experimental inerente à mecânica dos fluidos. Apareceram assim os programas de CFD (*Computational Fluid Dynamics*).

O aparecimento dos métodos numéricos teve o seu auge durante a década de 1960. A divisão de investigação da NASA (Los Alamos, Estados Unidos da América), contribuiu com muitos métodos numéricos, que hoje em dia ainda se usam em CFD. Alguns desses métodos são: *Particle-In_Cell* (PIC), *Marker and Cell*(MAC), *Vorticity Stream function methods*, *Arbitrary Lagrangian-Eulerian* (ALE), e ainda o modelo de turbulência $k-\varepsilon$ que foi desenvolvido na década de 1970. Ao longo dessa década ainda foram desenvolvidos mais algoritmos como o *GENMIX*, o algoritmo *SIMPLE* e o *TEACH* bem como o desenvolvimento das equações do modelo $k-\varepsilon$ que são usadas hoje em dia. Todos estes algoritmos foram desenvolvidos no *Imperial College*, em Londres. Ainda outro marco importante no curso da história do CFD, é a publicação de “*Numerical Heat Transfer and Fluid-Flow*” por Suhas V. Patankar. Este livro é provavelmente o livro mais influente na área do CFD.

Em relação ao aparecimento de softwares comerciais de CFD, apenas emergiram no mercado na década de 1980. Até então estes programas encontravam-se restritos aos centros de investigação, fosse ele militar ou educacional. Com esta abertura ao mercado, o uso de software comercial de CFD começou a ser mais banal, e a ser utilizado pelas grandes empresas mundiais. Até esta abertura ao mercado, as grandes empresas tentavam desenvolver programas computacionais de CFD, construídos à medida das necessidades do problema que enfrentavam(Fluent, 2009).

Os programas comerciais de CFD são baseados em conjuntos de expressões matemáticas muito complexas, que definem as equações fundamentais do escoamento de fluido, transporte de massa e calor. Estas equações são resolvidas iterativamente, através de algoritmos computacionais complexos incluídos no software. O objectivo dos softwares de

CFD é permitirem ao utilizador modelizar qualquer tipo de fluido independentemente da geometria do objecto. Os *outputs* do programa de CFD podem ser visualizados graficamente e podem abranger várias propriedades como velocidades, pressões, linhas de corrente, etc.

Com a exponencial evolução dos computadores, torna-se vantajoso considerar a simulação computacional de fluidos para as mais variadas situações. Simular em CFD, tem algumas vantagens, tais como:

- Acarretar menos custos do que fazer uma experiência à escala real do problema;
- Permitir criar condições operacionais que podem não ser totalmente reproduzíveis experimentalmente;
- Permitir obter dados detalhados e compreender melhor o problema, através das capacidades de pós-processamento, do que uma experiência real.

Assim hoje em dia, o CFD é reconhecido como sendo uma ferramenta capaz de fornecer conhecimento acerca dos mais variados fenómenos, sendo aplicável às mais variadas indústrias (automóvel, aeronáutica, etc.).

Uma aplicação algo recente do CFD direccionada para a indústria e para investigação é o campo do desenvolvimento têxtil. O emprego de CFD no desenvolvimento do têxtil pode ter várias aplicações, quer no desenvolvimento de novas fibras e no modo como elas estão dispostas no tecido (Wang *et al.*, 2007), quer no estudo dos efeitos térmicos a que as fibras têxteis possam estar sujeitas. A simulação computacional de fluidos permite saber, ou pelo menos ganhar algum *know-how*, de como os têxteis reagem às diferentes condições climatéricas. Têm sido realizadas inúmeras simulações relacionadas com os efeitos térmicos a que as fibras têxteis podem estar sujeitas.

Dear *et al.* (1997) desenvolveu um estudo em que usou um manequim térmico articulado constituído por dezasseis segmentos do corpo, para calcular os coeficientes radiativos e convectivos de transferência de calor, em duas situações distintas: numa situação o manequim encontrava-se de pé e noutra o manequim encontrava-se sentado. Os testes foram conduzidos de maneira a se conseguir simular a convecção natural e forçada, representando condições atmosféricas no interior e exterior dos edifícios. Através do estudo, verificou que as mãos, pés e os membros periféricos geralmente têm coeficientes de transferência de calor maiores que a parte central do tronco. Observou também que os coeficientes de transferência de calor na cabeça e pescoço são os menores em relação aos calculados para as restantes partes do corpo. Conclui ainda que, para as duas posturas estudadas, as perdas por convecção natural são similares, em ar parado. Contudo no estudo, com escoamento de ar, as perdas de calor convectivas são maiores para a postura sentada.

Um estudo similar a este, realizado através da dinâmica de fluidos computacional foi o realizado por Tanabe *et al.* (2002). Foi modelizado o corpo humano dividindo-o em dezasseis segmentos, cada um consistindo em quatro camadas para o núcleo, músculo, gordura e pele. O objectivo deste estudo era desenvolver um método para se poder avaliar o conforto térmico de indivíduos no meio envolvente. Foi desenvolvido um modelo de termoregulação combinado com um modelo de radiação e com a dinâmica de fluidos computacional. Os coeficientes de transferência de calor e os radiantes foram obtidos e validados a partir de resultados conhecidos de um manequim térmico. Assim conseguiram desenvolver um método para avaliar o conforto térmico, através do modelo aplicado e da simulação computacional da dinâmica de fluidos. Concluíram ainda que este método era aplicável para avaliar o conforto térmico de indivíduos em outros ambientes.

Murakami *et al.* (2000) também estudou os efeitos térmicos do vento quando este incide no corpo humano, em várias condições climatéricas. Foi observado que os coeficientes convectivos de transferência de calor sobre a superfície do corpo quando exposta a vento fraco são 2 a 3 vezes maiores que os calculados num ambiente em que o ar se encontra estagnado. Neste estudo foi tido em conta também a transferência de calor por evaporação e também a humidade da pele, de maneira a conseguir-se calcular um factor de conforto, considerando várias condições.

Um outro exemplo do estudo de vestuário que permite o conforto e protecção do indivíduo é o realizado por Barry e Hill (2003). Ao longo do estudo, desenvolveram modelos que tinham em conta o transporte de vapor e de calor através dos tecidos têxteis, tendo-os incorporado no software de dinâmica de fluidos computacional. A validação dos resultados foi obtida através de dados experimentais, tendo conseguido boas aproximações para a absorção da humidade e permeabilização. Notou ainda que a validação deverá ser feita para outras condições de simulação.

Como exposto anteriormente, diversos estudos têm sido levados a cabo na área da indústria têxtil. O software de dinâmica de fluidos computacional pode ser aplicado em vários ramos, como a transferência de calor ou de massa, e assim estar intimamente ligado aos novos tipos de vestuário que possam emergir, sejam estes mais relacionados com o conforto ou com a protecção do indivíduo.

3 Transferência de calor por condução através de materiais têxteis

No âmbito da transferência de calor, pretende-se estudar, utilizando o *software* COMSOL Multiphysics 3.5, o fenómeno de condução de calor através de um material têxtil (Aralite®), quando sujeito a alguns cenários hipotéticos.

3.1 Considerações relativas à simulação

3.1.1 Cenários considerados

3.1.1.1 Cenário I

Com o intuito de estudar a condução de calor através de um material, foi criado um cenário fictício. O objectivo é simular uma situação em que uma pessoa (por exemplo um bombeiro), inicialmente a uma temperatura de 35°C (temperatura média da pele) se encontra, num dado instante, a uma temperatura da envolvente de 1200°C (temperatura alcançável nos incêndios, (Patel, Rao, Saha, 2006)). O material considerado na simulação é a Aralite®. Este material é um dos componentes têxteis presentes nos fatos de bombeiro. A Aralite® funciona nos fatos de bombeiro como uma barreira térmica, protegendo-os das altas temperaturas a que muitas vezes estão expostos. Este material tem propriedades isolantes (por exemplo baixa condutividade térmica).

Pretende-se, simulando em estado transiente, obter o perfil de temperaturas ao longo da camada de material, quando exposto a uma temperatura de 1200°C durante 3 min.

As principais considerações para a simulação foram as seguintes:

- Todo o material se encontra inicialmente à temperatura média da pele, 35°C;
- É constante a temperatura da pele, 35°C;
- A transferência de calor ocorre apenas por condução.

3.1.1.2 Cenário II

Na segunda abordagem, é considerada uma situação semelhante à primeira. O que difere nesta segunda abordagem, é que para além do material componente do vestuário do combate a incêndios (Aralite®), é considerada também uma camada de ar, de forma a aproximar o problema em estudo a uma situação real. Pretende-se assim, simular a transferência de calor através do material isolante e da camada de ar, quando a face exterior

da Aralite[®] é exposta a uma temperatura de 1200°C, durante 60s. Nesta segunda abordagem considera-se novamente que:

- Todo o material se encontra inicialmente à temperatura média da pele, 35°C;
- É constante a temperatura média da pele, 35°C.
- A transferência de calor ocorre apenas por condução.

3.1.1.3 Cenário III

Na terceira abordagem, os objectivos da simulação são mantidos (obtenção dos perfis de temperatura ao longo dos materiais [ar e Aralite[®]] quando expostos a uma temperatura maior do que a inicial). Porém, nesta abordagem, não se considera que a temperatura da pele se mantém constante, assumindo-se, em alternativa, que o fluxo de calor é nulo junto à pele (condição de isolamento térmico). São realizadas três simulações, com configurações diferentes, para o instante de tempo de 35s. Numa primeira simulação, apenas se considera uma camada de Aralite[®] com 1cm de espessura. Posteriormente a esta análise, é realizada outra simulação, em que, à camada de 1cm de Aralite[®], é acrescentada uma camada de 3mm de ar. A camada de ar é adicionada de maneira a simular uma situação real. Por fim, numa terceira simulação, a camada de ar adicionada anteriormente é substituída por uma outra camada de Aralite[®] também ela com 3mm de espessura.

3.1.2 Fenómenos Considerados

A transferência de calor nos têxteis ocorre pelos três mecanismos de troca de calor: condução, convecção e radiação.

Como a transferência de calor ao longo dos tecidos tem um papel importante ao nível do conforto térmico do sujeito, é de extrema importância que seja estudado o comportamento dos têxteis, quando sujeitos a diferentes condições ambientais.

No presente capítulo, o fenómeno que é objecto de estudo é o fenómeno da condução de calor.

A condução de calor é a transferência de energia térmica entre moléculas vizinhas num meio, devido a um gradiente de temperatura. Este fenómeno, acontece sempre de uma região quente para uma região fria, isto é de uma região com uma temperatura mais elevada, para uma região com uma temperatura inferior, tendendo a igualar a diferença de temperatura. Este tipo de transferência de calor ocorre sem haver transporte do meio, mas sim através de choques entre partículas ou por trocas de energia entre os átomos, moléculas e electrões.

A 1ª lei de Fourier (Guedes de Carvalho, 1993) permite quantificar a troca de calor que ocorre entre os materiais, em estado estacionário, tendo em conta as suas dimensões e propriedades físicas, e as temperaturas a que eles se encontram sujeitos.

$$q = \frac{kA\Delta T}{x}$$

Eq. 1

sendo q é o calor transferido por unidade de tempo, k a condutividade térmica, A a área de secção, ΔT o gradiente de temperatura a que o corpo de se encontra sujeito e x a espessura do material. A 1ª lei de Fourier é válida apenas para estado estacionário.

No caso de uma análise em estado não estacionário, a equação que traduz a transferência de calor por condução é a seguinte (Guedes de Carvalho, 1993):

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t}$$

Eq. 2

em que ρ é a massa volúmica, C_p o calor específico e t é a variável tempo. Esta equação é conhecida como a 2ª lei de Fourier.

3.1.3 Configuração da Simulação

3.1.3.1 Geometria

Pretende-se simular apenas uma porção do material e não todo o fato, uma vez que para o efeito térmico estudado, não é relevante estudar toda a peça de vestuário. Para a geometria da peça de vestuário, considera-se que a área de secção é constante, sendo assim o fluxo de calor através do material, unidireccional. Assim, com o intuito de diminuir o tempo de computação da simulação, considerou-se uma porção de vestuário com apenas 0,05m de altura. Em relação à espessura considerada, há carência de informação acerca da espessura de Aralite® utilizada nos fatos de bombeiro. Considerou-se que a espessura é de 0,01m. Para uma melhor visualização da geometria considerada apresenta-se em seguida a Figura 1:

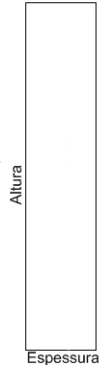


Figura 1. Geometria de uma camada de tecido

No caso das simulações relativas aos cenários II e III são consideradas as mesmas espessura e altura para a camada de Aralite® e em relação à camada de ar assumiu-se uma espessura de 3mm.

Tabela 1. Dimensões das camadas consideradas, para as diferentes abordagens

Cenário	Aralite®		Ar	
	Espessura (m)	Altura (m)	Espessura (m)	Altura (m)
I			----	----
II	1×10^{-2}	5×10^{-2}	3×10^{-3}	5×10^{-2}
III				

3.1.3.2 Definição do Material

Aralite®

As propriedades da Aralite® (Lawson *et al.*,2005) apresentam variações significativas em função da temperatura a que o material se encontra sujeito. Apresentam-se de seguida, a variação de algumas propriedades (relevantes para a simulação) com a temperatura.

Condutividade Térmica

$$k \left[\frac{W}{m \times K} \right] = 0,0003 \times T [^{\circ}C] + 0,0304, \quad 20 \leq T [K] \leq 100$$

Eq. 3

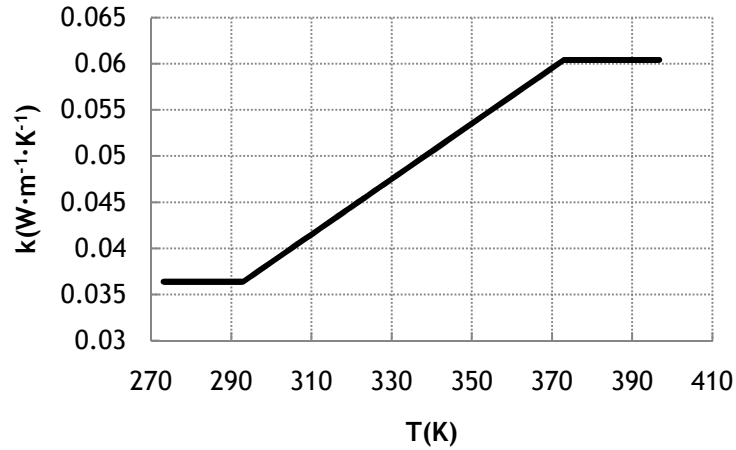


Figura 2. Representação gráfica da variação da condutividade térmica da Aralite® com a temperatura

- **Calor Específico**

$$C_p \left[\frac{\text{J}}{\text{g} \times ^\circ\text{C}} \right] = -7 \times 10^{-6} \times (T[^\circ\text{C}])^3 + 0,0012 \times (T[^\circ\text{C}])^2 - 0,0446 \times T[^\circ\text{C}] + 1,79$$

$$20 \leq T[^\circ\text{C}] \leq 100$$

Eq. 4

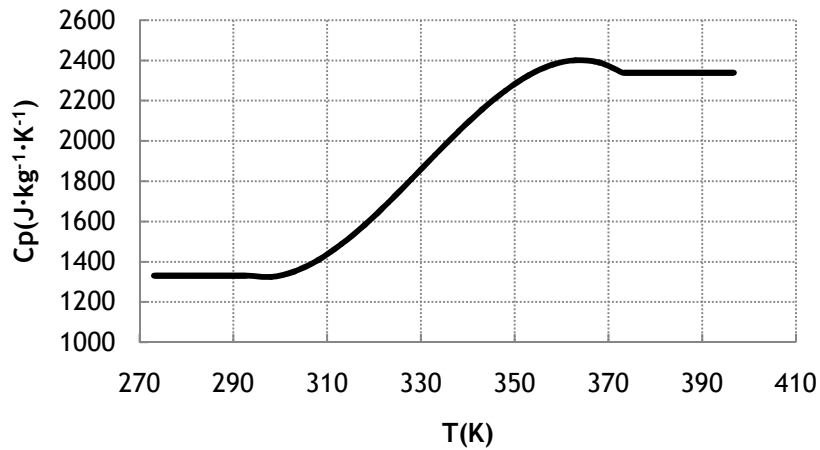


Figura 3. Representação da variação da capacidade calorífica, da Aralite®, com a temperatura

Importa referir que a Eq. 3 e a Eq. 4, só são válidas para temperaturas entre 20°C (293 K) e 100°C (373 K). Para temperaturas inferiores a 20°C e superiores a 100°C, a condutividade térmica e o calor específico da Aralite® são considerados constantes.

- **Massa Volúmica**

Devido ao material se encontrar no estado sólido, quando à temperatura e pressão consideradas na simulação, a massa volúmica da Aralite® é considerada constante e independente da temperatura ($\rho = 74,2 \text{ kg/m}^3$)

As propriedades físicas e térmicas do material (massa volúmica, calor específico e condutividade térmica) usado no equipamento dos bombeiros não se encontram na base de dados do simulador, pelo que é necessário definir o material, na biblioteca de materiais do *software*¹.

Ar

As propriedades térmicas e físicas do ar já se encontram disponíveis na biblioteca de materiais do software. Em seguida apresentam-se as variações das várias propriedades físicas do ar com a temperatura.

- **Condutividade**

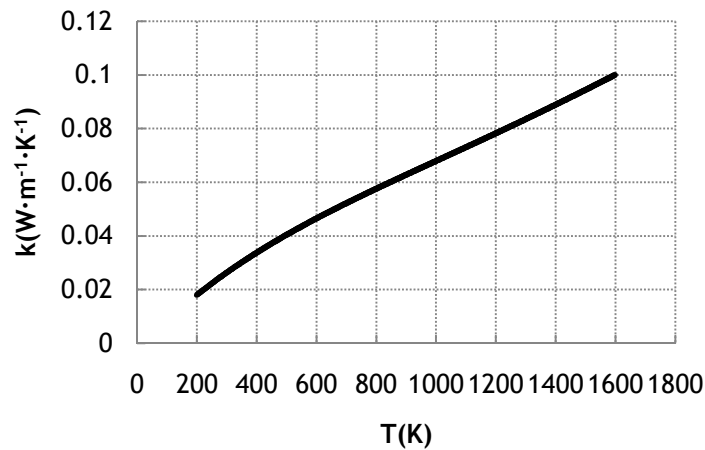


Figura 4. Representação da variação da condutividade térmica (k) do ar com a temperatura.

- **Calor Específico**

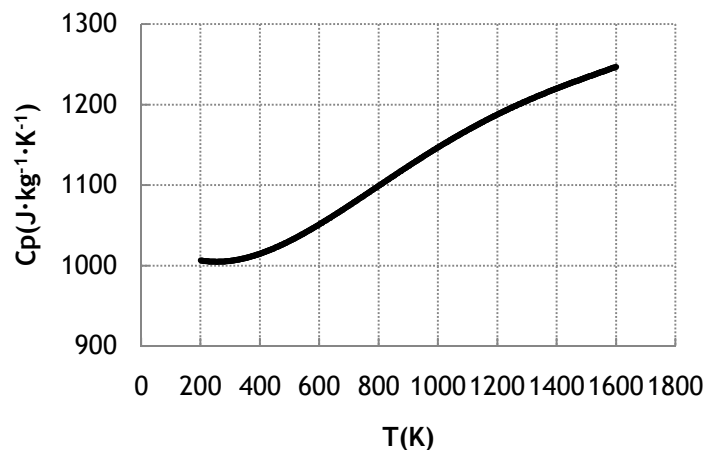


Figura 5. Representação da variação do calor específico (C_p) do ar com a temperatura.

¹ Menu *Options, Materials/Coefficients Library*

- **Massa volúmica**

$$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] = \frac{P[Pa] \times 0,0289}{8,314 \times T[K]}$$

Eq. 5

Como se pode observar, a massa volúmica do ar é dependente da temperatura e da pressão a que este se encontra submetido. No caso das simulações efectuadas, considerou-se que a camada de ar em que se pretende simular a transferência de calor, se encontra a uma atmosfera (1atm), pelo que a variação da massa volúmica com a temperatura segue a seguinte curva:

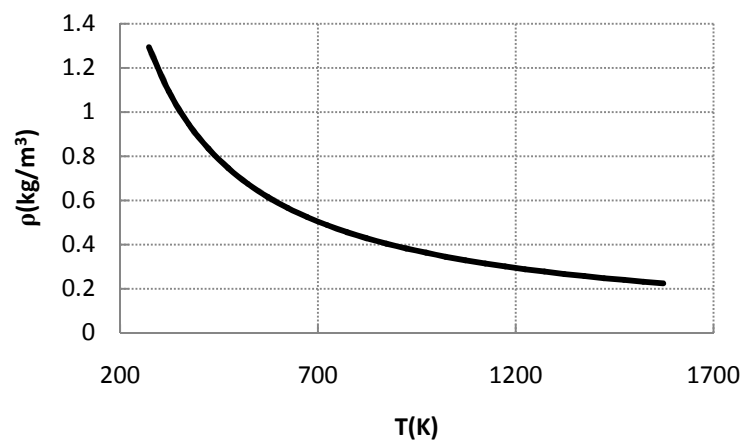


Figura 6. Representação da variação da massa volúmica (ρ) do ar com a temperatura.

3.1.3.3 Configuração dos Modelos

O modelo escolhido no pacote comercial de simulação de fluidos é o *Heat Transfer by conduction*. O modelo engloba as equações descritivas da transferência de calor por condução. Em seguida apresentam-se as configurações, que foram adoptadas para a resolução do problema.

Cenário I

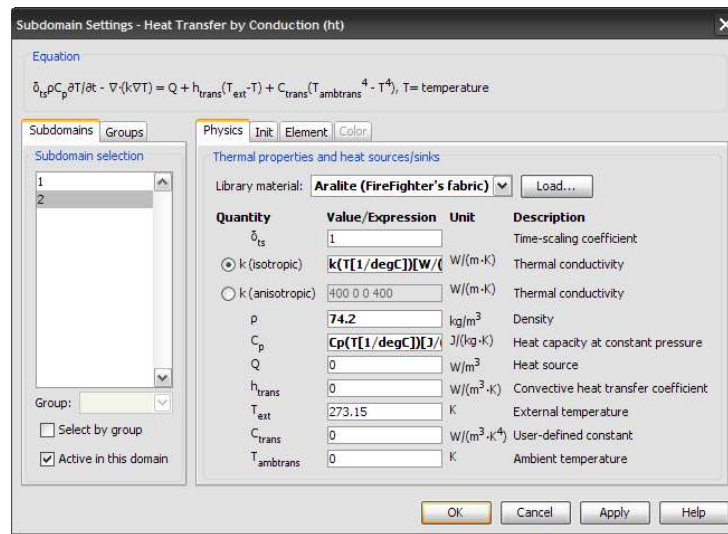


Figura 7. Configuração usada para a Aralite®

No cenário I, o único material considerado, na simulação da transferência de calor por condução, é a Aralite®. Pela figura anterior, verifica-se que é considerado que as propriedades térmicas variam com a temperatura, tal como foi referido no subcapítulo anterior. A massa volúmica é considerada constante.

Cenários II e III

Nos cenários II e III a Aralite® tem a mesma configuração que no cenário anterior.

Em relação ao segundo material (ar), pode-se verificar (Figura 8) que a dependência da condutividade térmica, do calor específico e da massa volúmica com a temperatura foi tida em consideração.

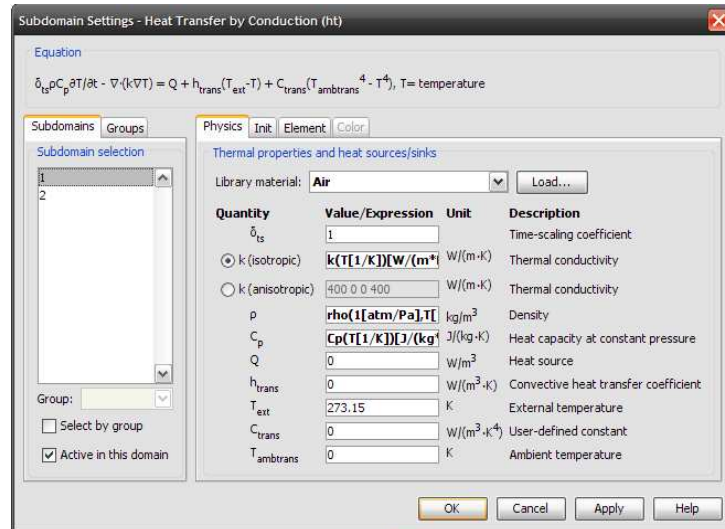


Figura 8. Configuração do modelo de transferência de calor

3.1.3.4 Definição das Condições Fronteira

Em seguida, são apresentadas as condições fronteira para os diferentes cenários considerados.

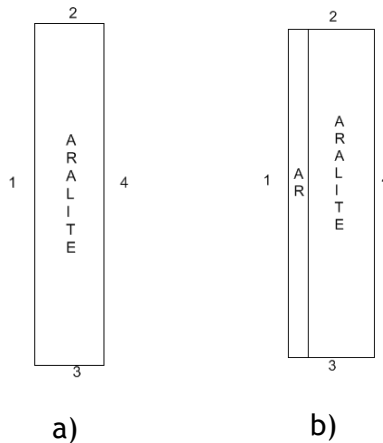


Figura 9. Representação esquemática das condições fronteira, a) para o cenário I e b) para os cenários II e III

Tabela 2. Condições-Fronteira para as diferentes abordagens.

Cenário	Condições-Fronteira		
	1	2,3	4
I	Temperatura 35°C	Fluxo nulo (totalmente isolada)	Temperatura 1200°C
II			
III	Fluxo nulo (totalmente isolada)		

3.2 Resultados

3.2.1 Testes de Grelha

Na criação da grelha de cálculo, foi realizado um estudo da dependência dos resultados em relação à densidade da grelha. Para tal, criou-se inicialmente uma grelha

pouco densa, modificando-a posteriormente (aumentando o seu número de elementos), até a obtenção de resultados independentes da densidade da grelha.

Foram obtidos resultados com diferentes grelhas de cálculo, cujo parâmetro de referência é a temperatura média da camada de Aralite®. Quando a temperatura média deixa de variar com o refinamento da grelha, considera-se encontrada a malha adequada ao problema em questão. Nas simulações realizadas, com o intuito de obter a grelha de cálculo adequada, considerou-se apenas o estado estacionário.

Os resultados dos testes de malha encontram-se na Tabela 3.

Tabela 3. Resultados dos testes de malha

Simulação	Tamanho predefinido da malha	Condições-Fronteira - Tamanho máximo dos elementos ($\times 10^{-3}$)(m)	Nº de elementos	T _{média} (°C)
1	Normal	---	122	622,58
2	Normal	1	870	621,59
3	Extrafina	1	1306	621,83
4	Extrafina	0,5	2906	621,60
5	Extrafina	0,25	6972	621,64
6	Extrafina	0,125	15984	622,00
7	Extrafina	0,0625	35080	622,27
8	Extrafina	0,03125	74302	622,15
9	Extrafina	0,015625	153802	622,05

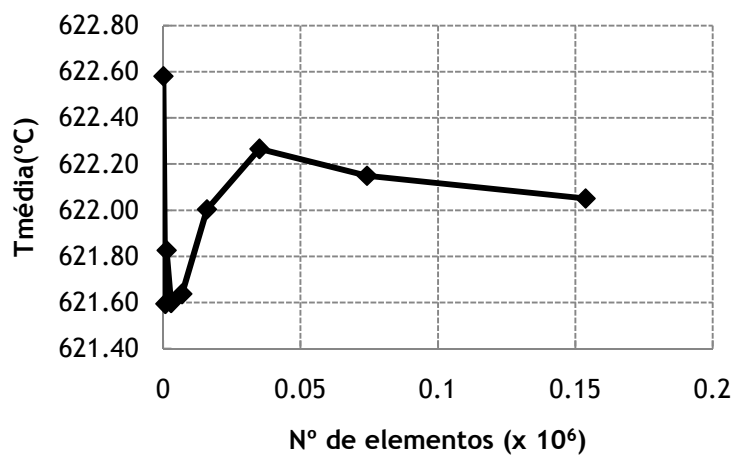


Figura 10. Representação da Temperatura média do material em função do número de elementos da grelha de cálculo

Observando a Tabela 3, verifica-se que perante um aumento do número de elementos da grelha de cálculo, o que implica um maior refinamento da mesma, a temperatura média calculada a partir dos resultados obtidos numericamente, tende para um valor constante. Tal facto é indicador que a solução obtida com a última simulação é independente da densidade da grelha.

3.2.2 Validação

Apesar de se obterem resultados independentes da grelha de cálculo, como se verificou anteriormente, deve-se, sempre que possível, comparar os resultados obtidos numericamente com uma solução analítica. No presente caso, a solução analítica do problema é representada pela seguinte equação (Laboratoire de Meteorologie Dynamique):

$$T(x, t) = \sum_n C_n \sin(\lambda_n x) e^{-\alpha \lambda_n t} + \left(\frac{T_R - T_L}{L} \right) x + T_L$$

Eq. 6

em que T_R é temperatura do extremo direito, T_L é a temperatura do extremo esquerdo, t é a variável tempo e L a espessura do material. Por sua vez C_n e λ_n , correspondem respectivamente a

$$C_n = \frac{600}{n\pi} (-1)^n + \frac{60}{n\pi} [(-1)^n - 1]$$

Eq. 7

$$\lambda_n = \frac{n\pi}{L}$$

Eq. 8

Após aplicação da Eq. 6 ao problema em estudo, obtiveram-se os seguintes resultados em estado estacionário:

Tabela 4. Erros relativos da análise numérica

Espessura (m)	Análise Numérica T (°C)	Análise Analítica T (°C)	Erro Relativo (%)
0	35,00	35,00	0,000
0,001	151,90	151,94	0,022
0,002	268,82	268,89	0,024
0,003	385,78	385,86	0,022
0,004	502,78	502,88	0,020
0,005	619,84	619,94	0,016
0,006	736,95	737,05	0,013
0,007	854,13	854,20	0,009
0,008	971,34	971,47	0,013
0,009	1088,59	1088,60	0,001
0,01	1200,00	1200,00	0,000

Para uma melhor comparação dos resultados numéricos com os resultados obtidos analiticamente, apresenta-se a seguinte figura:

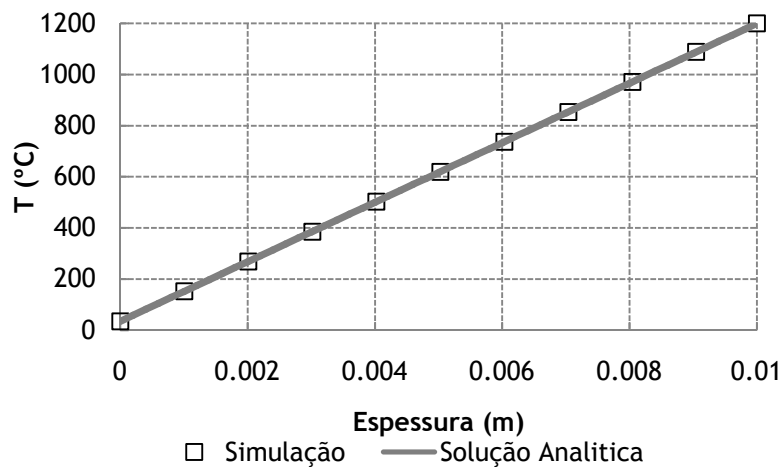


Figura 11. Representação dos resultados analíticos e numéricos do problema estudado

A figura anterior permite verificar que a solução numérica representa bem o efeito térmico estudado.

Analisando a Tabela 4, verifica-se, mais uma vez, que os resultados da simulação numérica representam bem o efeito da condução de calor, através da camada de Aralite® considerada. O máximo erro relativo, entre os resultados obtidos numericamente e a solução analítica, é de 0,024%. Assim após esta análise conclui-se que a grelha de cálculo mais adequada para a análise dos resultados é a grelha mais densa.

Na criação da grelha de cálculo para os restantes cenários, utilizou-se a configuração da grelha escolhida anteriormente. Optou-se por esta configuração, uma vez que nem a geometria, nem o problema sofrem grandes alterações (não aumentam a sua complexidade), continuando assim a grelha de cálculo a ser densa o suficiente para conduzir a resultados de confiança.

3.2.3 Perfis de Temperatura para o cenário I

Posteriormente ao estudo da independência da solução numérica em relação à grelha de cálculo utilizada, e da comparação dos resultados numéricos com a solução analítica do problema (para estado estacionário), são analisados os perfis de temperatura ao longo do material, para diferentes instantes e no estado estacionário.

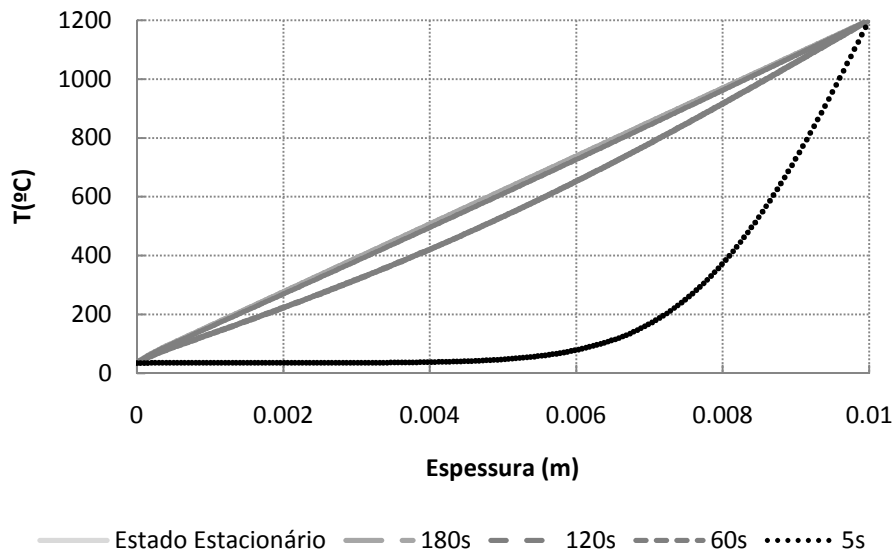


Figura 12. Representação gráfica da temperatura do material ao longo da espessura deste, para diferentes instantes de tempo

Na análise do perfil de temperaturas para o instante de tempo de 5s, é notório que cerca de aproximadamente metade da camada de material ainda se encontra à temperatura inicial, 35°C. Na outra metade, as temperaturas já se apresentam mais elevadas. Em relação aos restantes instantes de tempo, todos eles implicam resultados já muito próximos do estado estacionário.

3.2.4 Perfis de Temperatura para o cenário II

Na figura seguinte encontram-se representados os perfis de temperatura, ao longo da camada de Aralite® e ar, para diferentes instantes de tempo e no estado estacionário:

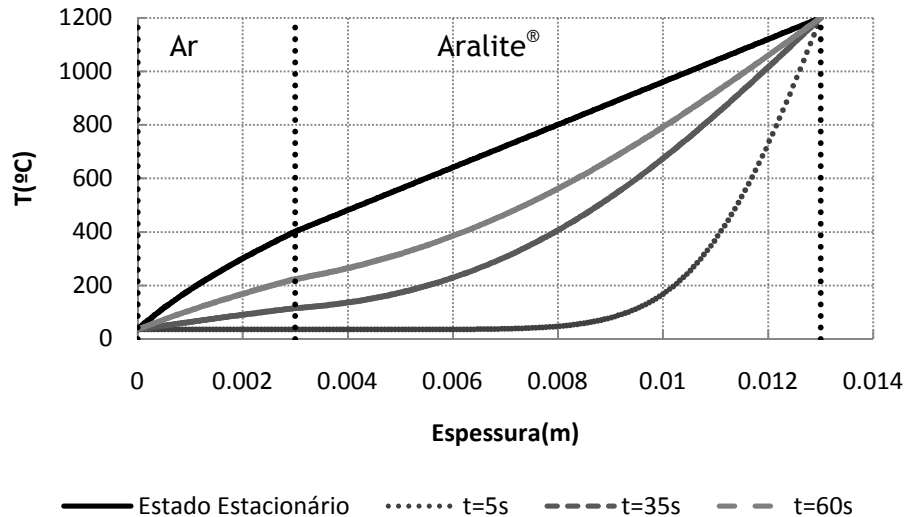


Figura 13. Representação gráfica dos perfis de temperatura ao longo dos materiais, para diferentes instantes de tempo e no estado estacionário.

Analisando primeiramente o perfil de temperaturas para o instante de 5s, verifica-se que o ar ainda se encontra à temperatura inicial de 35°C e que, por sua vez, a Aralite® encontra-se já com uma temperatura mais elevada do que a inicial, sendo tal facto mais evidente na proximidade da face exposta, à temperatura de 1200°C.

Observando os perfis de temperatura nos instantes 35 e 60s, verifica-se que ambos os materiais já se encontram a temperaturas mais elevadas que a temperatura inicial. Nota-se ainda que para ambos os instantes, há uma alteração do declive no perfil, na zona onde há a mudança de material (3mm). Por serem dois materiais com propriedades distintas (condutividade, massa volúmica e calor específico), estes comportam-se (ao longo do tempo) de modo diferente, quando atravessados por calor.

Quanto ao perfil para o estado estacionário, é evidente a alteração de declive que o perfil de temperatura apresenta junto à interface, mais uma vez devido às diferentes propriedades dos materiais considerados.

3.2.5 Perfil de Temperatura para o cenário III

Na figura seguinte encontram-se representados os diferentes perfis de temperatura para as diferentes configurações, no instante 35s. Observando primeiramente o perfil de temperatura para a simulação em que se analisa a transferência de calor através de uma camada de material isolante, verifica-se que, ao fim de 35s, todo o material já se encontra a temperaturas mais elevadas do que a temperatura inicial. A temperatura na extremidade que estaria em contacto com a pele seria de 142,10°C.

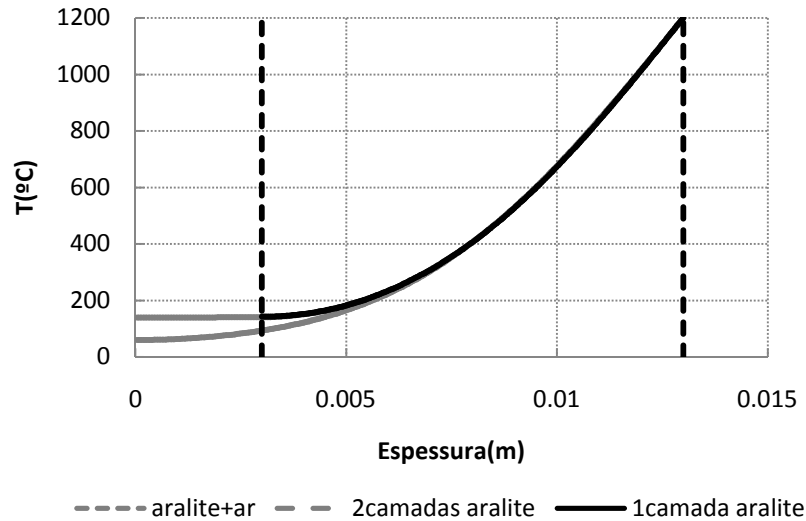


Figura 14. Representação gráfica dos perfis de temperatura para as diferentes configurações, para o instante de 35s.

Em relação ao perfil de temperatura para simulação em que, para além da transferência de calor através de Aralite®, é simulada também a condução de calor através de uma camada de ar adicional, aparentemente, o perfil de temperatura não apresenta grandes discrepâncias, quando comparado com o perfil anterior. Porém, fazendo uma observação mais cuidada, encontram-se algumas diferenças relevantes (Figura 15).

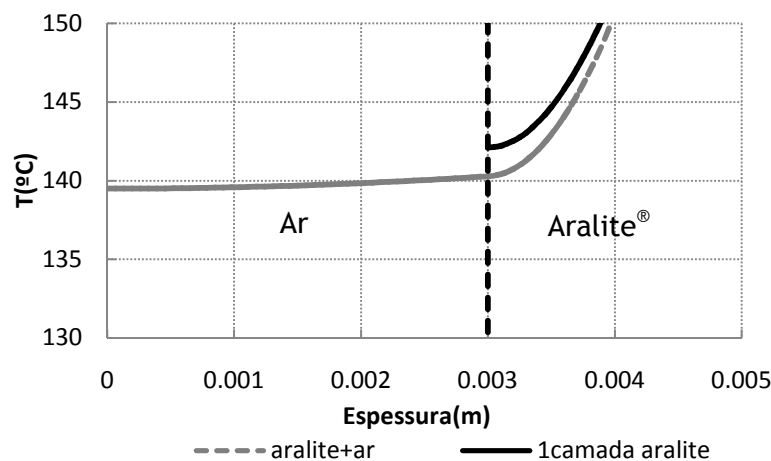


Figura 15. Pormenor dos perfis de temperatura para o instante de 35s.

Ao analisar a figura anterior, pode verificar-se que, ao se adicionar uma camada de ar de apenas 3mm, a temperatura da face que estaria em contacto com a pele baixa mais de 2°C (de 142,10 para 139,49°C). Assim torna-se evidente que é vantajoso permitir camadas de ar entre os componentes do têxtil, quando este tem o propósito de isolar termicamente o sujeito em causa.

Por fim, na última simulação, a camada de ar adicionada anteriormente é substituída por uma camada de Aralite®. A temperatura da extremidade oposta à aquecida a 1200°C é a menor das três simulações (59,88°C), o que revela que, em termos de isolamento térmico, a Aralite® é mais eficaz do que o ar. Apesar da condutividade da Aralite® ser maior do que a do ar (o que numa primeira análise indicaria que o ar seria melhor isolante), com este material obtém-se um melhor resultado. Tal facto pode ser explicado pela diferente inércia térmica destes dois materiais:

$$I = \sqrt{k \times \rho \times Cp}$$

Eq. 9

onde I é a inércia térmica, ρ a massa volúmica, Cp o calor específico e k a condutividade térmica.

Analisando a inércia térmica, para temperaturas semelhantes nos dois materiais, conclui-se que o ar tem uma menor inércia térmica do que a Aralite®. Por um lado, devido não só à menor condutividade (cerca de duas vezes menor) e menor capacidade calorífica, mas também devido à menor massa volúmica que o ar apresenta quando comparado com a Aralite®. O facto de o ar possuir uma menor inércia térmica do que a Aralite® é indicador de que é necessária uma menor quantidade de energia para elevar a temperatura do ar do que a necessária para elevar a temperatura da Aralite®. Tal facto, combinado com a condição fronteira utilizada (fluxo de calor nulo junto à pele) justifica os resultados obtidos nas simulações (isto é, obtenção de melhores resultados, ao nível do isolamento térmico, com a Aralite® do que com o ar).

4 Escoamento e Transferência de calor em torno de um pé térmico

No âmbito do estudo da transferência de calor, pretende-se estimar, utilizando um programa de CFD (COMSOL Multiphysics 3.5), as perdas de calor de um equipamento de simulação (pé térmico) quando exposto a uma corrente de ar. O pé térmico encontra-se a uma temperatura constante de 35°C e a corrente de ar a uma temperatura de 20°C, escoando horizontalmente a uma velocidade de 0,4m/s.

4.1 Considerações Relativas à Simulação

4.1.1 Domínio Computacional

A geometria considerada para a simulação deveria reflectir a dimensão total da câmara climática usada para as medições experimentais, de modo a aproximar o mais possível a simulação da realidade. Contudo, foram encontradas dificuldades na criação da grelha de cálculo para um volume de tais dimensões ($\cong 30\text{m}^3$). Devido à limitação de *hardware*, nomeadamente em termos de memória RAM, o refinamento de todo o domínio computacional não era passível de ser concretizado. Alternativamente, porque o escoamento longe do pé não apresentava grandes perturbações, optou-se por reduzir o domínio computacional, reunindo condições para aumentar o refinamento da grelha.

Tabela 5. Dimensões do domínio computacional

Comprimento (m)	Largura (m)	Altura (m)	Volume (m ³)
0,56	0,3	0,45	0,0756

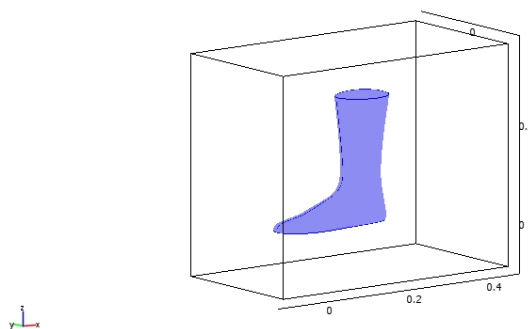


Figura 16. Dimensões do domínio computacional considerado.

4.1.2 Modelo de Escoamento

O ar é introduzido na sala através de uma parede perfurada com furos tubulares de 0,005m de diâmetro, cujo número de Reynolds associado é de 130. Considerando que estes tubos têm apenas 0,05m de comprimento e que o comprimento necessário para o

desenvolvimento do escoamento laminar é 0,04m (de acordo com (Engineering Toolbox, 2005)ver Anexo B)), é previsível que a corrente gasosa entre no espaço interno da câmara climática com escoamento laminar totalmente desenvolvido. Tendo em conta as dimensões internas da câmara climática, cujo número de Reynolds associado é de 70345 ($D_h = 2,7\text{m}$), é de esperar que ao longo da câmara o escoamento vá evoluindo no sentido do aumento da turbulência como é típico num escoamento turbulento. Com base no exposto acima, optou-se pela utilização de um modelo turbulento para a descrição do escoamento da fase gasosa, considerando porém um nível de turbulência muito baixo ($I_T = 1\%$) e um comprimento de turbilhões (L_T) baseado no diâmetro dos tubos ($L_T = 0,07 * D$, de acordo com o manual de utilizador do software (COMSOL Multiphysics 3.5, 2008)).

Assim, para a simulação, o modelo escolhido é o turbulento $k-\varepsilon$, modelo pré-existente na biblioteca COMSOL (*FluidThermal Interaction(Turbulent Non-Isothermal Flow, $k-\varepsilon$)*). O modelo é composto por uma parte respeitante à dinâmica dos escoamentos e outra parte respeitante à transferência de calor.

4.1.3 Fenómenos Considerados

A presente simulação contempla no domínio gasoso três fenómenos de transferência de calor: por condução, por convecção natural e forçada e por radiação (entre o sólido e o gasoso).

Convecção

A transferência de calor por convecção a partir da pele ou do vestuário é resultante de uma corrente gasosa (ar) que forma uma camada limite junto à superfície sólida. Geralmente, quanto mais rápido é o escoamento em torno do corpo, menos espessa é esta camada limite de ar junto à superfície, e menor é o isolamento térmico oferecido ao objecto. O fenómeno de convecção a partir de uma superfície quente, como a pele ou vestuário, pode ser dividido em três subcategorias: convecção natural, convecção forçada e uma intermédia em que são importantes os dois tipos de convecção anteriormente referidos.

A convecção natural tem lugar quando o escoamento do ar ocorre apenas por efeitos térmicos, ou seja por diferença de massa volúmica entre os elementos de fluido. As velocidades de escoamento são baixas, sendo normalmente inferiores a 0,2m/s. No caso da convecção forçada, o ar escoar a velocidades elevadas. Assume-se que apenas ocorre convecção forçada quando o ar em torno de um corpo se desloca a velocidades superiores a 1,5 m/s, (Dear *et al.*, 1996). Quando as velocidades do ar se encontram entre os dois limites referidos, considera-se que, quer a convecção natural, quer a convecção forçada, são relevantes para a descrição do escoamento.

A importância relativa dos dois tipos de convecção pode ser também avaliada através do seguinte quociente (Lienhard IV & Lienhard V, 2003)

$$\frac{Gr_L}{Re_L^2} = \frac{\text{Convecção Natural}}{\text{Convecção Forçada}}$$

Eq. 10

onde,

$$Gr_L = \frac{gL^3(T_{sk} - T_a)}{\nu^2 T_a}$$

Eq. 11

em que Gr_L é o numero adimensional de Grashof, g a aceleração da gravidade ($9,8\text{m/s}^2$), L a altura do corpo (neste caso o pé térmico, $\approx 0,3\text{m}$), ν a viscosidade cinemática do ar ($15,11 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$), T_{sk} a temperatura absoluta do corpo (308K), T_a a temperatura absoluta do ar (293K) e Re_L o número adimensional de Reynolds baseado na dimensão característica do pé ($L \approx 0,3\text{m}$).

Se o rácio da Eq. 10 for muito menor do que 1, a transferência de calor é devida essencialmente à convecção forçada, enquanto que se o rácio for muito maior do que 1, a transferência de calor é devida essencialmente à convecção natural. Quando o rácio é próximo da unidade, ambos os tipos de convecção são relevantes, (Lienhard IV & Lienhard V, 2003).

Efectuando os cálculos obtém-se o seguinte resultado:

$$\frac{Gr_L}{Re^2} = \frac{5.93 \times 10^7}{(7816)^2} \approx 0,97$$

Pelo que se conclui que quer a convecção forçada quer a convecção natural são relevantes para as trocas de calor, no problema estudado.

Radiação

Nas simulações realizadas, considera-se que a radiação proveniente do pé térmico é do tipo *Surface-to-ambient* (nomenclatura usada no software), isto é, considerou-se que o único fluxo radiante existente é o proveniente do corpo quente, considerado corpo cinzento:

$$q_r = \varepsilon\sigma(T_{amb}^4 - T^4)$$

Eq. 12

em que q_r é o fluxo radiante (W/m^2), ε a emissividade da superfície (0,81 no pé térmico), σ a constante de Stefan-Boltzman ($5,67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{T}^4)$), T_{amb} a temperatura ambiente, longe do corpo.

4.1.4 Configuração da Simulação

4.1.4.1 Importação da Geometria

Na simulação computacional, é usado um modelo 3-D de um pé térmico. O programa Comsol Multiphysics é compatível com vários formatos de ficheiros CAD, sendo que o utilizado no processo de importação é o formato *PARASOLID 3D (.x_t)*.

4.1.4.2 Definição do Material

Na simulação, é analisada a perda de calor de um pé térmico, devido ao escoamento do ar em torno deste. O material a definir é apenas o ar².

4.1.4.3 Configuração dos Modelos

Como referido anteriormente, o modelo escolhido no pacote comercial de simulação de fluidos é o *FluidThermal Interaction(Turbulent Non-Isothermal Flow, k-ε)*. O modelo engloba uma parte respeitante ao escoamento do ar e uma outra respeitante à transferência de calor. Em seguida apresentam-se as configurações mais importantes, que englobam a caracterização do escoamento, incluindo a imposição da existência de convecção natural e a parametrização relativa à transferência de calor.

Modelo de escoamento

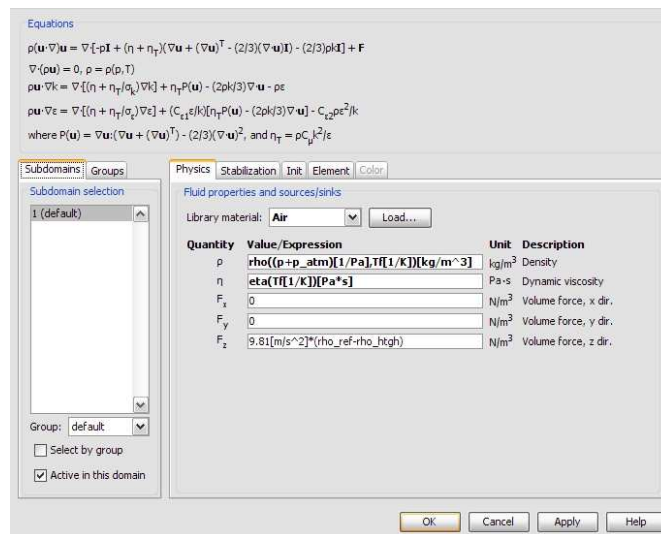


Figura 17. Configuração do modelo de escoamento

Como se pode verificar pela figura anterior, o gás que escoia em torno do pé térmico é o ar. É considerado que a massa volúmica varia com a pressão e a temperatura, enquanto que a viscosidade varia apenas com a temperatura, a convecção natural é “activada” impondo que:

² Menu *Physics-Subdomain Settings*.

$$F_z = g(\rho_{ref} - \rho)$$

Eq. 13

em que F_z é a força por unidade de volume, g é a aceleração da gravidade, ρ_{ref} é a massa volúmica do ar a 20°C e ρ é massa volúmica do ar à temperatura do meio.

Modelo de transferência de calor

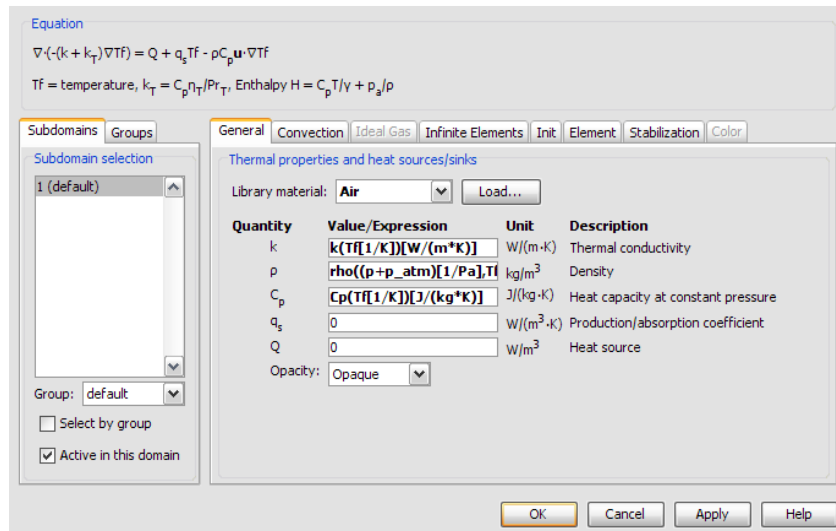


Figura 18. Configuração do modelo de transferência de calor

Mais uma vez, o material considerado é o ar, com condutividade térmica e calor específico a variarem com a temperatura. A massa volúmica é configurada da mesma forma que no modelo de escoamento.

4.1.4.4 Definição das Condições Fronteira

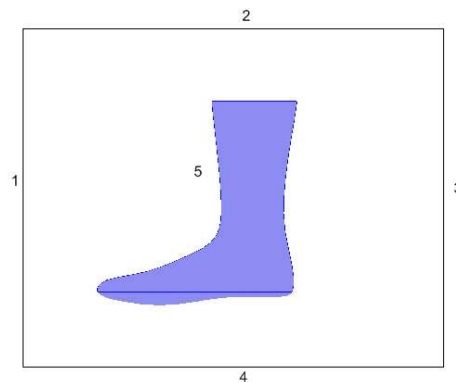


Figura 19. Representação das condições fronteira

As condições-fronteira utilizadas na simulação foram as seguintes:

Tabela 6. Configurações para as condições-fronteira³

Condições Fronteira	Modelos	
	Modelo de turbulência $k-\varepsilon$	Modelo de transferência de calor
1	<i>Entrada - Velocidade</i>	
	$U_0=0,4\text{m/s}$ $L_T= 3,5 \times 10^{-4}$ $I_T=0,01$	<i>Temperatura (20°C)</i>
2,4	<i>Parede⁴</i>	
	$\delta_W = h/2$	<i>Fluxo de calor nulo</i>
3	<i>Saída</i>	
	$P = 0\text{Pa}$ (pressão relativa)	<i>Fluxo convectivo</i>
5	<i>Parede⁵</i>	
	$\delta_W = h/2$	<i>Temperatura (35°C)</i> Tipo de radiação: <i>Surface-to-ambient</i> $\varepsilon = 0,81$

De realçar que a condição fronteira 5, é referente à totalidade do pé térmico e não apenas a uma das superfícies.

4.2 Resultados

4.2.1 Testes de Grelha

Com o objectivo de escolher a grelha de cálculo mais adequada para análise de resultados, foi realizado um teste de grelha, incidindo sobre os perfis de velocidade e temperatura ao longo de uma linha (representação bi-dimensional) a jusante do pé térmico (ver Figura 20), e sobre os fluxos de calor ao longo da zona frontal do pé (ver Figura 21, linha a vermelho).

³ Para introdução das condições fronteira: Menu Physics - Boundary Settings

⁴ δ_W é a camada limite e h é o tamanho da malha perto da superfície

⁵ Idem

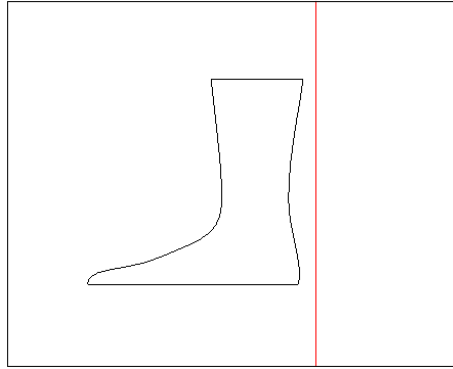


Figura 20. Representação da linha de análise considerada



Figura 21. Representação da linha de análise coincidente com o pé térmico

As diferentes configurações da grelha de cálculo encontram-se descritas na Tabela 7.

Tabela 7. Configurações das grelhas de cálculo estudadas

	Taxa de crescimento dos elementos	Condições-Fronteira Tamanho máximo dos elementos (m)	Número de elementos	Refinamento Suplementar junto às arestas do pé térmico
1ª Simulação	1,70	0,003	190741	---
2ª Simulação	1,45	0,004	199829	---
3ª Simulação	1,45	0,004	208435	Sim

Apresentam-se em seguida os perfis de temperatura e velocidade⁶, ao longo da linha escolhida para o teste de grelha no domínio computacional (ver Figura 20). O método para obtenção de resultados independentes da grelha de cálculo, é o fazer simulações com grelhas de cálculo menos espaçadas, mais densas, e ir refinando até os resultados, que estão a ser monitorizados, não apresentarem grandes variações. Assim de acordo com o que é referido anteriormente, os resultados da 1ª simulação são os obtidos com uma grelha menos densa e, por sua vez, os resultados da última simulação são os correspondentes à grelha mais densa.

⁶ Menu *PostProcessing-Cross.Section Plot Parameters-Separador Line/Extrusion*

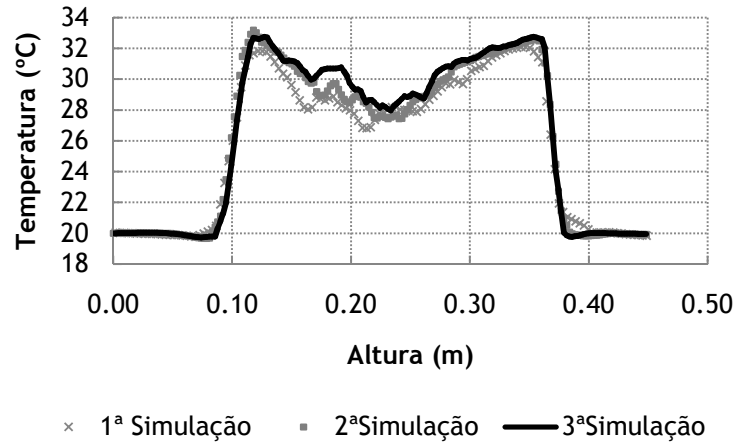


Figura 22. Perfis de temperatura para simulações com diferentes grelhas

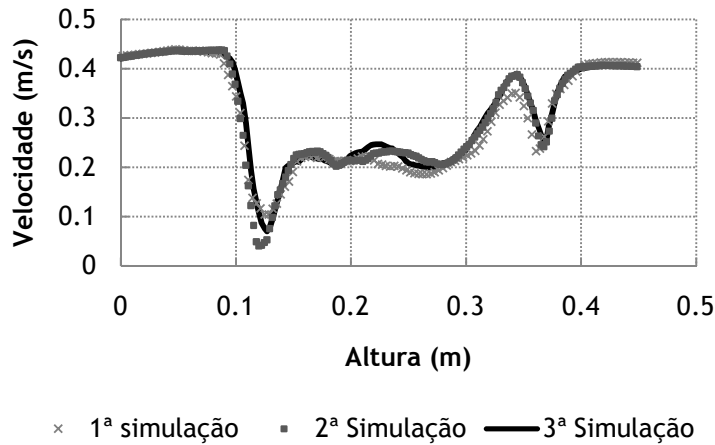


Figura 23. Perfis de velocidade para simulações com diferentes grelhas

Como se verifica em ambas as figuras (Figura 22 e Figura 23) os perfis de temperatura e de velocidade apresentam algumas variações, contudo estas são menos notórias entre a 2ª e a 3ª simulação (mais refinada). Tais variações, poderiam diminuir com sucessivos refinamentos da grelha de cálculo, contudo, devido a problemas de *hardware* (como já foi referido), tal não foi possível.

Analisando também os fluxos de calor, para a linha de análise coincidente com a superfície do pé térmico (ver Figura 21), obtiveram-se os seguintes resultados, relativos à 1ª simulação:

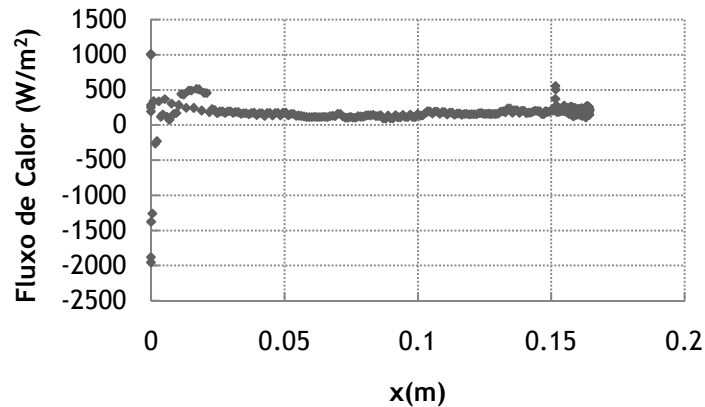


Figura 24. Fluxos de calor ao longo da linha de análise, para a 1ª simulação (o valor de $x=0$, corresponde à extremidade anterior do pé)⁷

Como se observa na figura anterior, existem valores de fluxos de calor com significado físico muito questionável, nomeadamente os valores muito elevados (por exemplo 1000W/m^2) e os valores negativos (a temperatura do pé é superior à temperatura do ar circulante, logo, não pode haver transferência de calor do ar para o pé). Na análise da figura anterior, verifica-se que os prováveis erros numéricos encontram-se nos primeiros 2cm (a partir da extremidade anterior do pé).

Em face do exposto, concluiu-se que a grelha de cálculo da 1ª simulação não era a mais adequada, uma vez que carecia de refinamento junto às zonas referidas anteriormente. A figura seguinte mostra os fluxos de calor para a 3ª simulação.

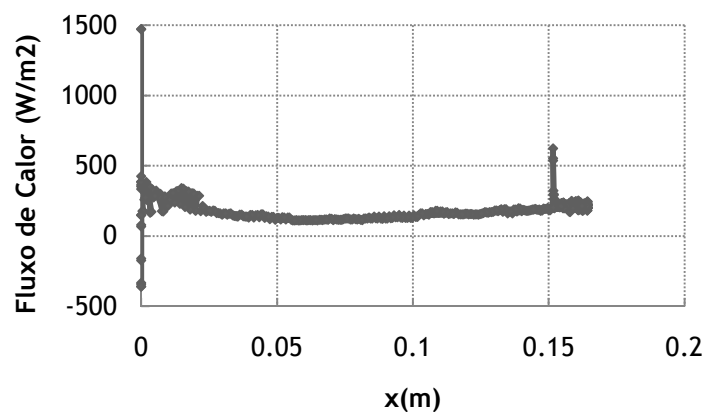


Figura 25. Fluxos de calor ao longo da linha de análise, para a 3ª simulação⁸

⁷ Para a visualização dos fluxos: Menu PostProcessing - Domain Plot Parameters - Separador Line/Extrusion (abs(ntflux_htgh)

⁸ idem

Ao observar-se a figura anterior, nota-se que os erros numéricos associados diminuíram. Apesar de ainda existirem valores não credíveis (valores muito elevados ou valores negativos de fluxo de calor), estes resultados são melhores em comparação com os resultados da 1ª simulação. Os erros numéricos que persistem, que correspondem às zonas com geometria mais abrupta (como a ponta do pé ou topo da canela), já só existem, nos primeiros milímetros da extremidade do pé e nos últimos milímetros do topo da canela, o que por comparação com o gráfico da Figura 24, revela a melhoria dos resultados.

Em face ao exposto anteriormente, a configuração escolhida para análise dos resultados é a configuração respeitante à 3ª simulação. Na figura seguinte encontra-se representada a grelha de cálculo utilizada.

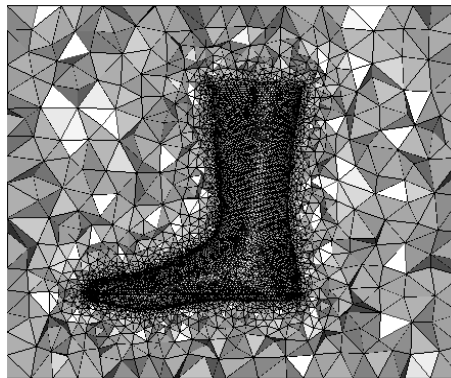


Figura 26. Representação da grelha de cálculo utilizada (corte longitudinal $y=0$)⁹

Apesar da diminuição dos erros numéricos associados, os resultados da simulação foram alvo de um procedimento de pós-processamento (Anexo D), com o objectivo de minorar a influência dos erros numéricos ainda existentes.

4.2.2 Convergência

O critério de paragem do *solver* usado (*Stationary Segregated Solver*)¹⁰ assenta na obtenção de um erro estimado inferior à tolerância definida (1×10^{-3}). Como se pode verificar o critério é obedecido na 26ª iteração.

⁹ Menu Mesh-Mesh Visualisation Parameters-Element Selection- $y>0$

¹⁰ Ver Anexo C

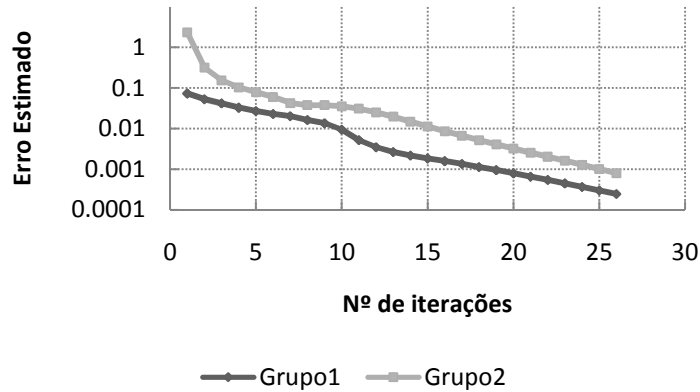


Figura 27. Erro de convergência estimado¹¹ para a 3ª simulação ao longo das iterações (variáveis consideradas em cada grupo referidas no Anexo C)

4.2.3 Perfil de Velocidade

Analisando a Figura 28, observa-se que o ar se encontra na sua maior parte, à velocidade de entrada, 0,4m/s, com excepção das zonas próximas do pé térmico. O perfil de velocidade, em torno do pé térmico, apresenta pontos onde a velocidade é próxima de zero, nomeadamente nos pontos de estagnação (como a extremidade inferior e toda a zona anterior da canela). A jusante do pé, há também alteração dos valores de velocidade causada pelo escoamento dos elementos de fluido em torno do pé térmico (este representa um obstáculo ao escoamento). Verifica-se que junto ao calcanhar, há uma zona onde as velocidades são próximas de zero, o que indicia uma eventual recirculação de ar nesse local.

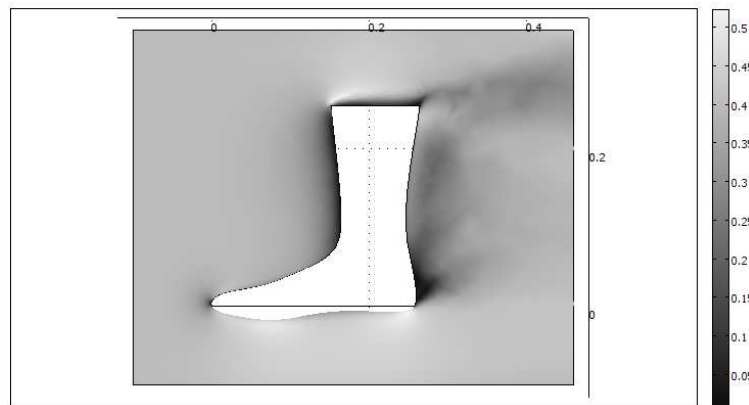


Figura 28. Perfil de velocidade no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$)

Nas figuras seguintes encontram-se representadas linhas de corrente¹², em torno do pé térmico. Verifica-se que na zona a jusante do pé térmico o ar tende a escoar para cima. Este facto não está apenas associado a geometria do pé mas também à transferência de calor que

¹¹ Menu- Solve-View Log

¹² Menu PostProcessing-Plot Parameters-Streamlines

ocorre em torno deste (em particular devido à convecção natural). Observa-se ainda que nessa mesma zona há uma perturbação do escoamento (ver Figura 29 e Figura 30).

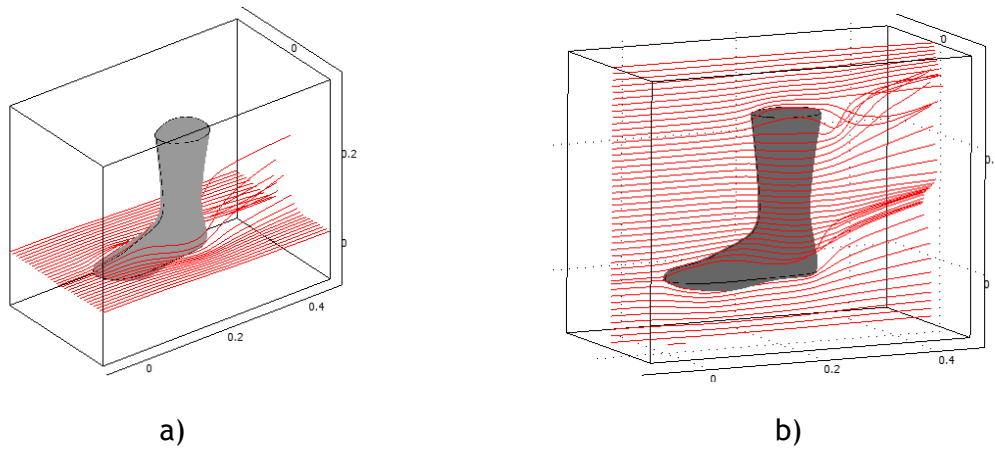


Figura 29. Linhas de corrente no domínio computacional, a) ao longo da zona inferior do pé e b) ao longo de todo o pé térmico

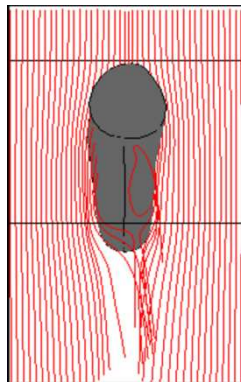


Figura 30. Pormenor da direcção do escoamento junto ao pé térmico

4.2.4 Pressão Relativa

Observando a Figura 31, nota-se uma uniformidade ao longo do domínio computacional, com excepção da zona em torno do pé. Na superfície anterior do pé térmico (à esquerda na Figura 31) a pressão é maior, o que esta relacionado com o embate dos elementos de fluido no pé, causando a sua desaceleração. Na zona inferior e superior do pé térmico, a pressão relativa é negativa o que indicia a eventual existência de vórtices no escoamento.

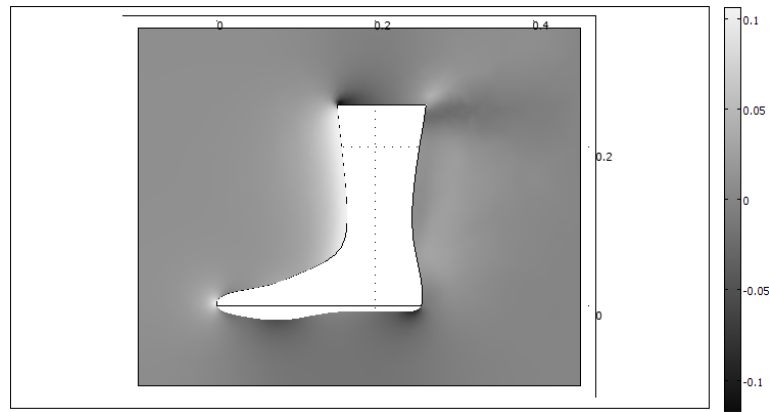


Figura 31. Campo de pressão relativa no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$)

4.2.5 Temperatura

Na Figura 32, é evidente o aumento de temperatura do ar a jusante do pé térmico, consequência do aquecimento do ar aquando da passagem pelo pé (mantido a uma temperatura de 35°C).

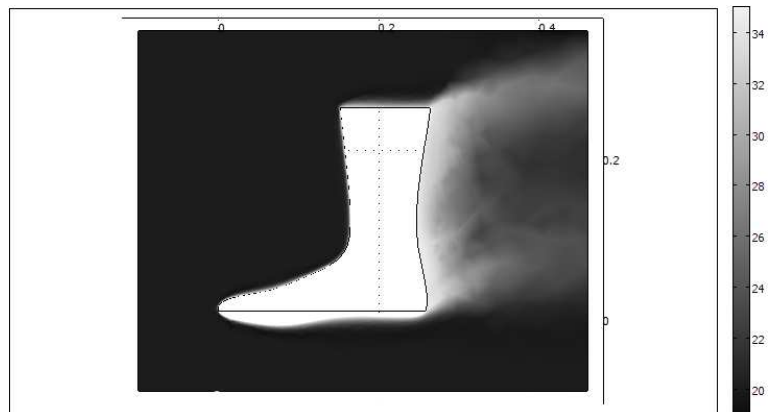


Figura 32. Perfil de temperaturas no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$)

4.2.6 Massa Volúmica

Como era expectável, como a massa volúmica do ar varia com a temperatura, essas alterações são mais visíveis na zona onde há uma maior variação de temperatura (zona a jusante do pé térmico). Nota-se ainda que, devido ao fenómeno de convecção natural, a jusante do pé, o ar menos denso tende a subir, explicando assim a direcção do escoamento visionado anteriormente através das linhas de corrente (Figura 29)

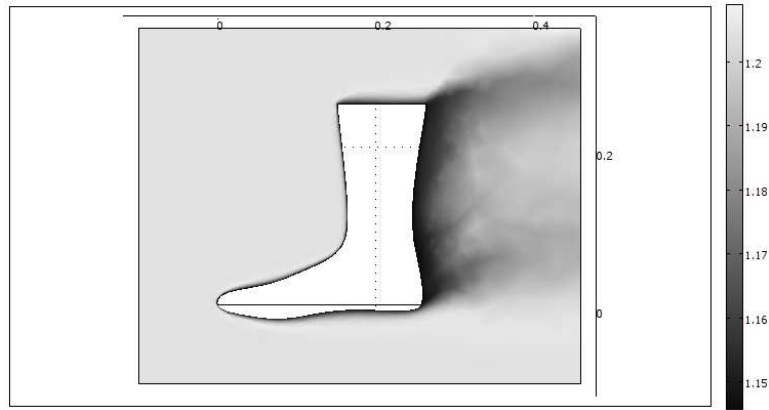


Figura 33. Massa volúmica do ar no domínio computacional (corte longitudinal $y=0$)

4.2.7 Fluxos de calor por radiação

Observando a figura seguinte verifica-se que o fluxo de calor radiante entre o pé térmico e o meio envolvente é de:

$$Q_{rad} \cong 75 \text{ W/m}^2$$

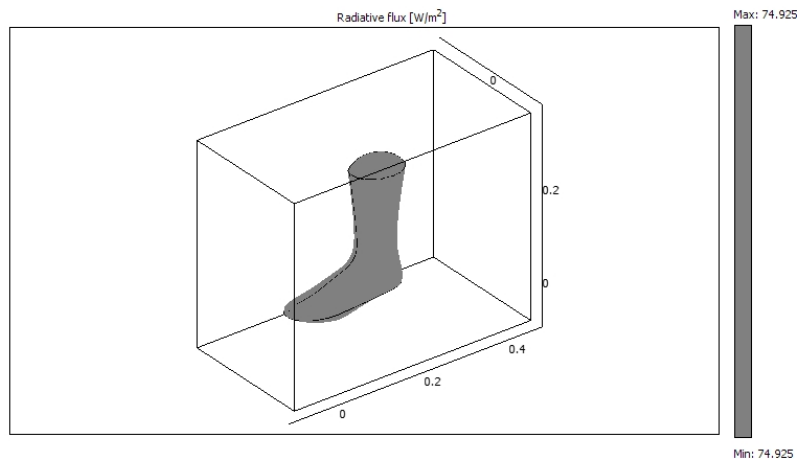


Figura 34. Fluxo radiativo proveniente do pé térmico¹³

O fluxo de calor por radiação pode ser dado pela seguinte equação:

$$Q_{rad} = h_{rad}(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_r)$$

Eq. 14

em que Q_{rad} é o fluxo de calor por radiação (W/m^2), h_{rad} o coeficiente de transferência de calor por radiação, \bar{t}_{sk} a temperatura média da pele (neste caso do pé térmico) e \bar{t}_r a temperatura média radiante, que pode ser aproximada à temperatura ambiente.

Através da Eq. 14 pode calcular-se o coeficiente de transferência de calor por radiação

¹³ Menu-Postprocessing-Plot Parameters-Boundary-Radiative Flux

$$h_{rad} = \frac{Q_{rad}}{(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_r)}$$

Eq. 15

$$h_{rad} \frac{75}{(237 + 35) - (237 + 20)} = 5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

O resultado não apresenta um desvio muito elevado em relação ao que se encontra na literatura. Os valores do coeficiente de transferência de calor por radiação para o pé são da ordem dos 4,1 W/(m²·K) e para a canela 5,4 W/(m²·K), (Dear, Arens, Hui, Oguro, 1996). Refira-se no entanto que esta comparação não pode ser feita directamente, uma vez que os valores de literatura são referentes ao pé e canela em separado e o equipamento utilizado neste projecto é constituído por pé e canela em conjunto.

4.2.8 Fluxos de calor entre o pé e o ambiente

Nas figuras seguintes encontram-se representados os fluxos de calor (convectivo), entre o pé térmico e o meio envolvente.

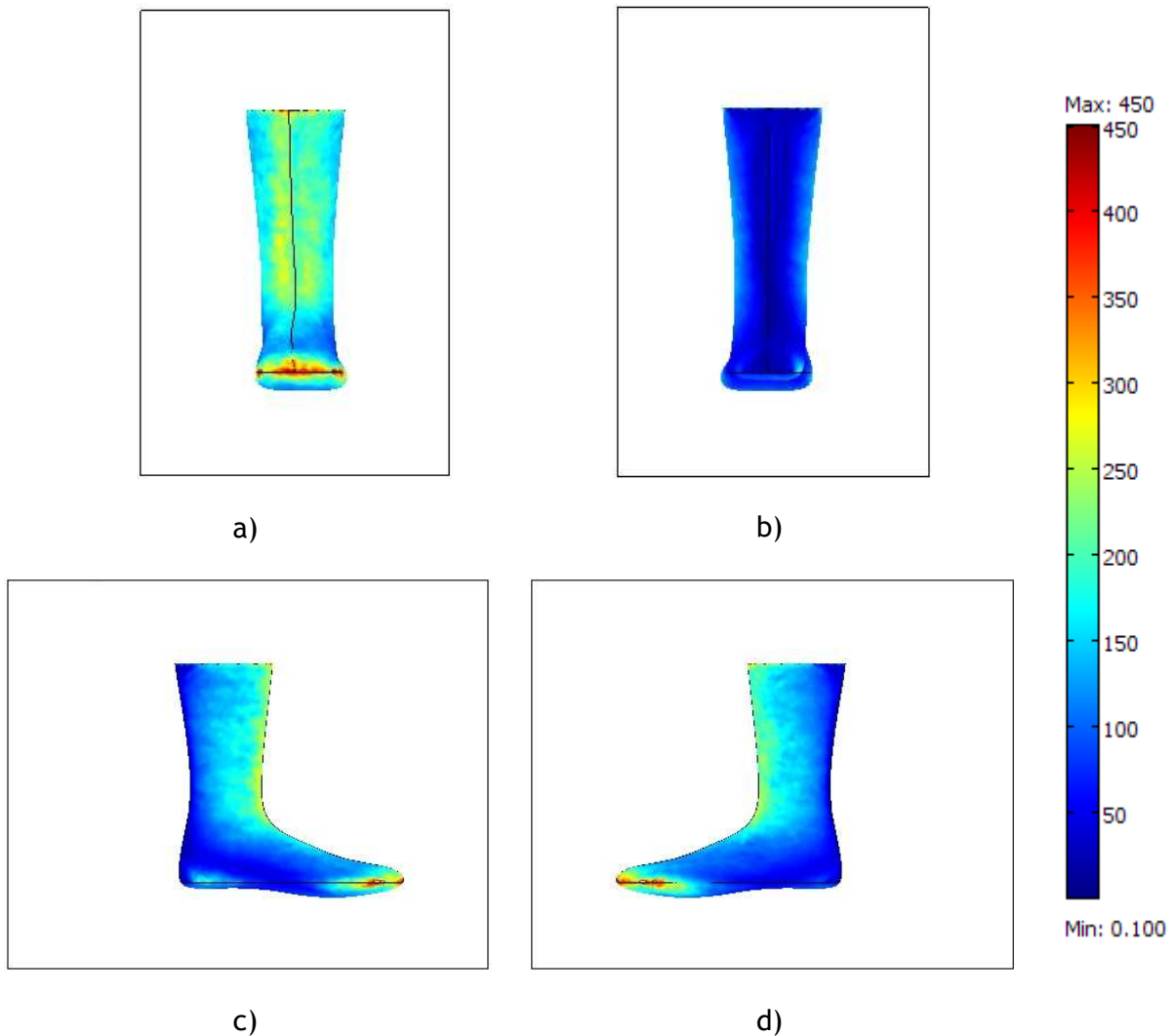


Figura 35. Fluxos de calor entre o pé térmico e o meio envolvente, (a) na parte anterior do pé, b) na parte posterior, (c) na face interior e (d) na face exterior¹⁴

Observando as figuras anteriores, verifica-se que o fluxo de calor é maior nas zonas do pé perpendiculares ao escoamento, como por exemplo nos dedos e canela do pé térmico. Nestas zonas, a corrente gasosa impede o desenvolvimento de uma camada limite espessa (que funcionaria como uma resistência à passagem de calor). Nas zonas contíguas, como as zonas laterais do pé, o ar escoia paralelamente, preservando dessa forma a camada limite, o que faz com que as trocas de calor por convecção sejam menores do que as anteriormente referidas. Por fim, na zona a jusante do pé, o fluxo de calor também é muito menor, o que indica mais uma vez que a camada limite se encontra preservada. De notar que estas

¹⁴ Menu-Postprocessing-Plot Parameters-Boundary-abs(ntflux_htgh)

conclusões são válidas para as condições de operação estudadas, uma vez que um aumento de velocidade ou a imposição de gradientes de temperatura diferentes, entre o meio envolvente e o pé térmico, podem alterar o escoamento e o tipo de fenómeno de transferência de calor dominante (alterando a importância relativa da convecção natural versus convecção forçada).

O equipamento de simulação de uso/vestuário existente no CeNTI, permite analisar o fluxo de calor (convectivo e radiativo), nas várias zonas individuais. Na figura seguinte encontra-se representado o pé térmico e as correspondentes zonas.

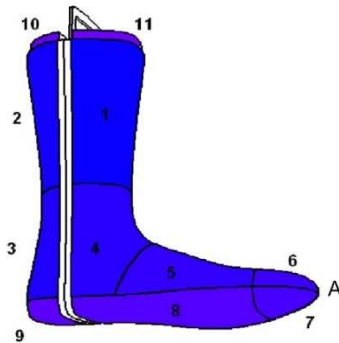


Figura 36. Representação das várias zonas do pé térmico e do ponto de referência (ponto A)

De forma a extrair da simulação os fluxos de calor (convecção e radiação) em cada zona individual, foi necessário identificar as coordenadas de cada zona. A identificação, das várias zonas, foi efectuada tendo como referência a extremidade inferior e anterior do pé térmico (ponto A, na Figura 36).

Os resultados obtidos através da simulação são comparados com medições experimentais de seguida.

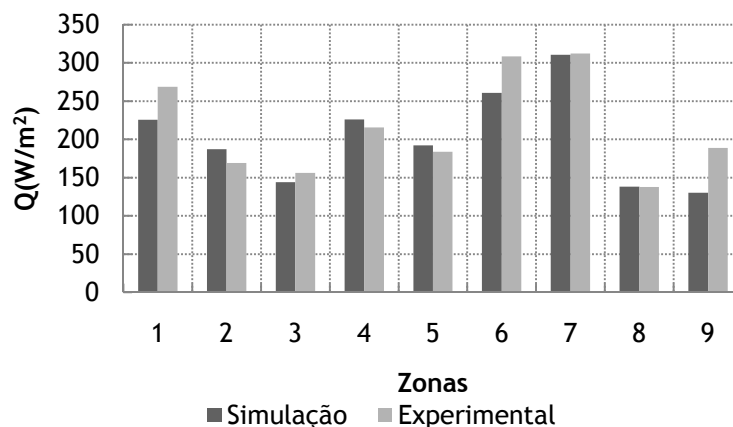


Figura 37. Fluxos de calor calculados numericamente e experimentalmente para as várias zonas do pé térmico¹⁵

¹⁵ Menu-PostProcessing-Boundary Integration (ver Anexo D)

Observando a Figura 37, conclui-se que os resultados da simulação permitem prever, com razoável precisão, as perdas de calor obtidas experimentalmente. O desvio obtido entre os valores numéricos e os valores experimentais varia entre 0,28% na zona 8 e 31% na zona 9.

Os desvios encontrados podem ser explicados devido ao facto do escoamento na câmara de climatização não estar devidamente estudado e se ter estimado, através de heurísticas alguns parâmetros que o caracterizam (como o comprimento dos turbilhões). Seria interessante estudar a sensibilidade dos valores apresentados em relação aos parâmetros usados no modelo de escoamento utilizado (L_T , I_T). Para além disso, os erros numéricos associados, são mais relevantes junto a zonas com geometria mais abrupta (por exemplo zona 6 e 9), o que poderá ter contribuído para as discrepâncias encontradas.

Na continuação da análise dos fluxos de calor obtidos através da simulação, obtiveram-se os seguintes resultados, relativamente à contribuição dos dois fenómenos estudados (convecção e radiação) para as várias zonas.

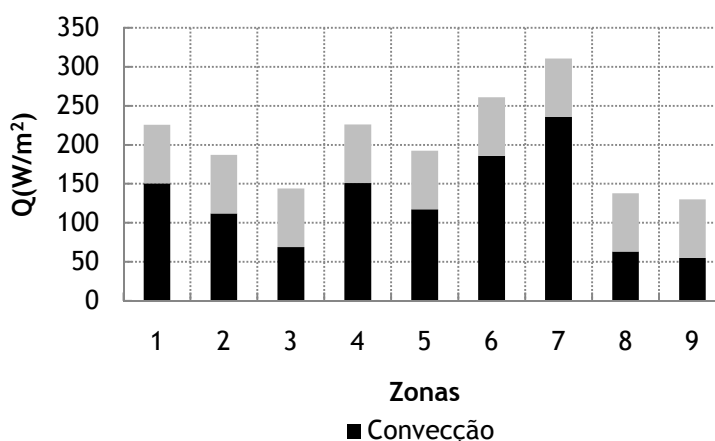


Figura 38. Perdas de calor referentes à convecção e à radiação, para as várias zonas

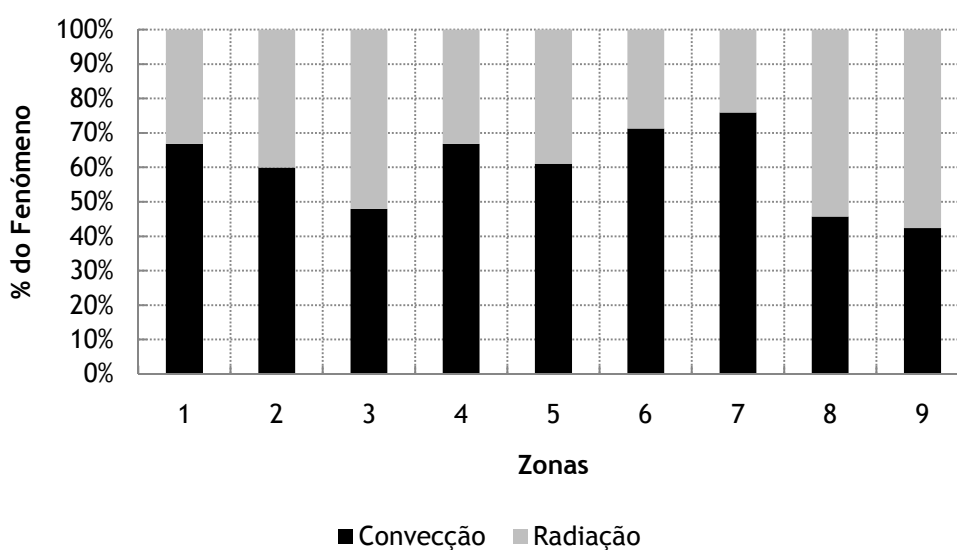


Figura 39. Contribuições em %, dos dois fenómenos estudados, para as várias zonas

As zonas onde a convecção é o fenómeno que mais contribui para a troca de calor são as zonas 1-7 com excepção da zona 3. Com excepção da zona 2, todas as zonas referidas anteriormente correspondem à parte anterior do pé térmico, logo mais expostas à convecção.

Em relação às restantes zonas (zona 3,8 e 9), são zonas em que a camada limite deve ser mais espessa. A quantidade de calor transferido nestas zonas por convecção é menor, tornado assim esse fenómeno menos relevante do que a radiação.

Toda a análise de resultados tem por base a existência de camadas limite em torno do pé com diferentes espessuras (menor espessura nas zonas perpendiculares ao escoamento e maior espessura nas zonas contíguas), promovendo de diferentes maneiras a transferência de calor.

Foram ainda calculados os coeficientes de transferência de calor para as diferentes zonas.

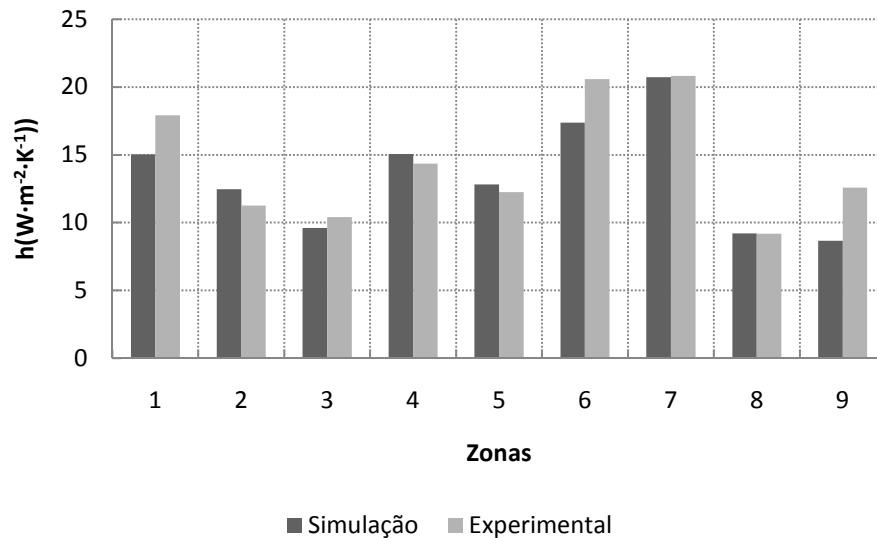


Figura 40. Coeficientes de transferência de calor, numéricos e experimentais, para as diferentes zonas

Como seria de esperar, os valores dos coeficientes de transferência de calor seguem a mesma tendência que os fluxos de calor, apresentando também alguma discrepância, quando comparados com os valores experimentais. Os desvios encontrados estão entre 0,28% para a zona 8 e 31% para zona 9. É ainda calculado o coeficiente de transferência de calor médio do pé térmico, através da seguinte equação:

$$h_{sim} = \frac{\sum_{i=1}^9 q_i}{\sum_{i=1}^9 A_i} \times \frac{1}{(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_a)}$$

Eq. 16

sendo, h_{sim} , o coeficiente de transferência de calor médio do pé térmico, $\sum_{i=1}^9 q_i$, o somatório das perdas de calor de cada zona do pé, $\sum_{i=1}^9 A_i$, o somatório das áreas superficiais de cada zona do pé, \bar{t}_{sk} a temperatura média do pé e \bar{t}_a a temperatura do meio.

O resultado obtido foi o seguinte:

Tabela 8. Coeficiente de transferência de calor médio do pé térmico

$h_{exp}(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	$h_{sim}(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	Erro Relativo (%)
13,29	12,79	3,77

Analisando os resultados do coeficiente de transferência de calor médio, verifica-se que o obtido a partir da simulação não difere muito significativamente do valor experimental, apresentando um erro relativo de aproximadamente 3,77%.

O fluxo de calor libertado por convecção e radiação $Q(\text{W}/\text{m}^2)$ pode ser calculado da seguinte forma (Oliveira, Gaspar, Quintela, 2008):

$$Q = h_{conv}(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_a) + h_{rad}(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_r)$$

Eq. 17

e assim,

$$h_{conv} = \frac{Q - h_{rad}(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_r)}{(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_a)}$$

Eq. 18

Como $\bar{t}_r \approx \bar{t}_a$, vem que,

$$h_{conv} = \frac{Q}{(\bar{t}_{sk} - \bar{t}_a)} - h_{rad}$$

Eq. 19

Assim, pela Eq. 19, são obtidos os coeficientes de transferência de calor, respeitantes à convecção e à radiação, em separado.

Tabela 9. Coeficientes de transferência de calor referentes à convecção (natural e forçada) e à radiação

$h_{conv}(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	$h_{rad}(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	$h(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$
7,79	5,00	12,79

5 Conclusões

No projecto descrito na presente tese, estudou-se a transferência de calor (por condução) através de materiais têxteis e o escoamento e a transferência de calor (por condução, convecção e radiação) em torno de um equipamento de simulação (pé térmico).

No estudo da condução de calor através da Aralite[®], verificou-se que a consideração de camadas de ar em contacto com as camadas de tecido é um factor importante ao nível do isolamento térmico. No estudo efectuado, a camada de ar considerada permitiu uma diminuição da temperatura (de cerca de 2°C) junto à pele. Como esperado, verificou-se que, em cenários transientes, os materiais com maior inércia térmica oferecem uma protecção mais eficaz relativamente a ambientes térmicos extremos.

No estudo do escoamento em torno de um pé térmico, conclui-se que a convecção natural tem um papel preponderante na direcção do escoamento, nomeadamente na zona a jusante do pé. Em relação à transferência de calor, verificou-se que os fluxos de calor e os coeficientes de transferência de calor, calculados a partir dos resultados da simulação, se aproximam dos resultados experimentais. Os valores numéricos destes dois parâmetros diferem, dos correspondentes valores experimentais, entre 0,28% e 31%. Foi observado também que os maiores desvios ocorrem nas zonas com geometria mais abrupta. Os erros numéricos obtidos devem estar relacionados com a utilização de uma grelha com densidade insuficiente

Os fluxos de calor radiativos encontram-se dentro do valor esperado e aproximam-se aos valores de referência referidos na literatura.

6 Avaliação do trabalho realizado

6.1 Objectivos Realizados

O projecto desenvolvido teve como principais objectivos, a simulação numérica da transferência de calor (por condução), através de materiais têxteis e a simulação do escoamento e transferência de calor (por condução, convecção e radiação) em torno de um pé térmico.

Na simulação da condução de calor, o estudo que envolvia, a capacidade de isolamento térmico da Aralite® e a consideração de camadas de ar entre os tecidos, foi conseguido. No estudo do escoamento e da transferência de calor em torno de um pé térmico, conseguiu-se, através do estudo dos fenómenos envolvidos, obter resultados numéricos próximos dos obtidos experimentalmente.

É ainda importante realçar o conhecimento adquirido ao longo da presente tese. Adquiriu-se conhecimento ao nível da transferência de calor, escoamento de fluidos e CFD.

Assim os principais objectivos propostos para o projecto foram atingidos.

6.2 Limitações e Trabalho Futuro

A realização de um projecto numa área totalmente nova para a empresa exige uma análise aprofundada. As limitações temporais não permitiram um estudo mais exaustivo acerca dos fenómenos tratados nas simulações. O próprio *hardware* disponível, revelou-se também uma limitação uma vez que os resultados se apresentam algo condicionados devido a este factor.

Apesar das limitações referidas, a simulação numérica aplicada ao campo da investigação na indústria têxtil revelou-se uma ferramenta útil, permitindo estudar o comportamento dos têxteis nas mais variadas condições ambientais. A continuação da aplicação deste *software* a este campo de investigação é promissora.

Ainda em relação à simulação do escoamento e transferência de calor em torno de um pé térmico seria, interessante: i) estudar a sensibilidade dos resultados em relação aos parâmetros do modelo de turbulência (L_T e I_T); ii) estudar a sensibilidade dos resultados em relação ao tipo de radiação considerado (*surface-to ambient*) e aos valores de emissividade; iii) estudar a relevância dos dois tipos de convecção (natural e forçada).

Um outro estudo possível seria comparar resultados de vários *softwares* analisando qual seria o mais adequado aos projectos que se pretendem desenvolver.

6.3 Apreciação final

O projecto desenvolvido foi extremamente interessante e revelou-se muito desafiante, uma vez que foi desenvolvido de raiz e numa área até então não explorada na empresa. O desenvolvimento do projecto promoveu o assimilar de variadíssimos conceitos nas temáticas tratadas (CFD, Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos).

A nível de valorização pessoal, o facto de o projecto ter sido desenvolvido em ambiente empresarial, foi uma mais-valia uma vez que foram adquiridos métodos de trabalho, quer individualmente, quer em equipa. Como tal, a realização deste projecto na empresa CeNTI, foi uma experiência enriquecedora tanto a nível pessoal como profissional.

Referências

- Anderson, J. D.. *Computational Fluid Dynamics: The Basics with applications*. USA: McGraw-Hill, (1995).
- Bhattacharjee, D., & Khotary, V.. Prediction of thermal resistance of wover fabrics. Part II: Heat transfer in natural and forced convective environments. *Journal of the Textile Institute*, **62**, 433-449, (2008).
- Bottani, Eleonora, Rizzo, Roberto, & Vignali, Giuseppe. Numerical Simulation of Turbulent Air Flows in Aseptic Clean Rooms. *Department of Industrial Engineering*, University of Parma, Italy
- CFD online. Obtido em 22 de 06 de 2009: www.cfd-online.com
- Dear, R., Arens, E., Hui, Z., & Oguro, M. (1997). Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments. *International Journal of Biometeoroly* , **40**,141-156.
- Engineering Toolbox*. (s.d.). Obtido em Junho de 2009, de Engineering Toolbox: www.engineeringtoolbox.com
- Fluent*. Obtido em 3 de 10 de 2009:www.fluent.com
- Guedes de Carvalho, João Rui. *Transmissão de Calor (condução econvecção)*. Porto, Portugal, (1993).
- Kar F., Fan, J., Yu W., & Wan, X.. Effects of thermal and moisture transport properties of T-shirts on wearer's comfort sensations. *Fibers and Polymers*, (**8**), 537-542.
- Lienhard IV, J. H., & Lienhard V, J. H.. *A Heat Transfer Textbook*. Cambridge: Phlogiston Press, (2003).
- Patel HC, R. N.. Heat exposure effects among firefighters. *Indian J Occup Environ Med* , 121-123, (2006).
- Quiniou,S., Lesage F., Ventenant V., & Latifi, M.A. Heat and Mass Transfer Investigation in Fabrics: Modeling and Experimentation. Excerpt from the proceeding of the COMSOL users conference 2006 Paris
- Tanabe, s.-i., Kobayashi, K., Nakao, J., Ozeki, Y., & Korishi, M. Evaluation of thermal comfort using combinedmulti-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). *Energy and Building* ,**34**, 637-646, (2002).

Versteeg, H., & Malalasekera, W.. *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*. Essex, England: Longman Scientific&Technical, (1995).

Wang, Q., Maze, B., Vahedi Tafreshi, H., & Pourdeyhimi, B.. Pressure drop modelling of monofilament-woven fabrics. *Chemical Engineering Science* , (2007).

Anexo A Modelo de turbulência $k-\varepsilon$

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ é um dos modelos mais adoptados pelos programas de simulação de escoamentos turbulentos. Este modelo foi o usado na simulação do escoamento e transferência de calor em torno do pé térmico. O modo de cálculo de algumas variáveis deste modelo encontra-se descrito em seguida.

O modelo introduz duas equações de transporte adicionais e duas variáveis: k , a energia cinética turbulenta e ε , taxa de dissipação de energia turbulenta. A viscosidade turbulenta μ_t é calculada de acordo com a seguinte equação (Bottani, Rizzo & Vignali):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Eq. 20

onde a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação de energia turbulenta são obtidas pela resolução do seguinte conjunto de equações:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \mu_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \rho \varepsilon$$

Eq. 21

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \mu_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \rho C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Eq. 22

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

Eq. 23

sendo μ a viscosidade e μ_t a viscosidade turbulenta do fluido. Os parâmetros C_i e σ_i têm os seguintes valores: $\sigma_k = 0,9$; $\sigma_\varepsilon = 1,30$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $C_\mu = 0,09$

Condições-Fronteira no modelo de turbulência

Entrada

As condições-fronteira para o modelo $k-\varepsilon$ foram definidas da forma a seguir descrita.

Para a condição de entrada, foi definida uma velocidade uniforme de 0,4 m/s. Os valores de k e ε foram calculados através das seguintes equações:

$$k = 1,5(U I_T)^2$$

Eq. 24

$$\varepsilon = C_{\mu}^{0,75} k^{1,5} / L_T$$

Eq. 25

sendo U a velocidade do fluido (m/s), I_T a intensidade de turbulência (0,01) e L_T o comprimento dos turbilhões ($3,5 \times 10^{-4}$) (COMSOL Multiphysics 3.5, 2008).

Saída

Para as condições de saída, foi definida como condição-fronteira, a pressão relativa igual a zero. Assim, para os valores de k e ε :

$$\mathbf{n} \cdot \nabla k = 0$$

Eq. 26

$$\mathbf{n} \cdot \nabla \varepsilon = 0$$

Eq. 27

Paredes

No caso de escoamentos turbulentos num espaço confinado, os resultados numéricos dependem significativamente das configurações do modelo para as superfícies perto das paredes. Essas superfícies, de facto, são mais afectadas pela formação de vórtices ou de turbilhões, resultando assim numa rápida variação dos parâmetros do modelo. Assim, há duas abordagens possíveis para a definição do escoamento nas paredes. Uma primeira abordagem poderá ser a modificação contínua dos parâmetros do modelo junto da parede. Como os parâmetros podem variar muito rapidamente, o número de células usado para a resolução do escoamento tem que ser muito elevado (quando comparado com outras zonas do domínio), de modo a conseguir “seguir” essas variações. Um inconveniente desta abordagem é o aumento significativo de tempo necessário para resolução numérica do problema.

Neste trabalho, seguiu-se uma abordagem diferente. Consideraram-se condições-fronteira junto às paredes do tipo *função de parede*. Este tipo de condição-fronteira é caracterizado por manter inalterado o modelo de turbulência mesmo para zonas próximas das paredes, desprezando assim a subcamada laminar junto a estas. Assim, aplicou-se nas paredes do domínio computacional uma função logarítmica de parede como condição-fronteira. Por isso, a componente normal da velocidade nessa zona é zero:

$$\mathbf{n} \cdot \mathbf{U} = 0$$

Eq. 28

De modo a se levar em conta a componente tangencial da velocidade, U_T , a força de fricção nas paredes do domínio é introduzida, sendo definida pelo conjunto das seguintes equações:

$$\tau_w = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C}$$

Eq. 29

$$y^+ = \frac{\delta_w \rho C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{\eta}$$

Eq. 30

sendo, δ_w (m) a distância a partir da parede (espessura da camada em que se desprezam as forças viscosas), ($\delta_w = h/2$, em que h é o tamanho da grelha de cálculo junto à parede) e C o parâmetro que descreve a rugosidade da superfície ($C = 5.5$). A variável κ é a constante de von Karman ($\kappa \approx 0.418$).

Para os restantes parâmetros, as *funções logarítmicas de parede* envolvem as seguintes condições-fronteira:

$$\mathbf{n} \cdot \nabla k = 0$$

Eq. 31

$$\varepsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{\kappa \delta_w}$$

Eq. 32

Caracterização da turbulência no escoamento exterior

Comprimento dos turbilhões

O parâmetro L_T , é uma grandeza física relacionada com o tamanho dos turbilhões no escoamento turbulento. O L_T é normalmente usado para estimar as condições-fronteira de entrada numa simulação de CFD. Como o L_T é uma quantidade que está relacionada com a dimensão física do problema, é relativamente fácil estimar um valor razoável para esta variável (por exemplo, os turbilhões no escoamento numa tubagem não podem ser maiores do que a própria tubagem).

No modelo de turbulência k - ε o comprimento da turbulência é calculado da seguinte forma:

$$L_T = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\varepsilon}$$

Eq. 33

sendo C_μ uma constante do modelo (0,09)(manual de utilizador do software)

É comum definir-se o L_T como sendo uma percentagem da dimensão característica do problema. Por exemplo, à entrada de uma turbina uma boa estimativa para o L_T seria considerar 5% da dimensão do canal/tubagem.

Num escoamento totalmente desenvolvido o L_T pode ser estimado a partir do diâmetro hidráulico. Heuristicamente, num escoamento totalmente desenvolvido o L_T é 7% do diâmetro hidráulico:

$$L_T = 0.07 * D_h$$

Eq. 34

em que D_h é o diâmetro hidráulico.

Intensidade de Turbulência (CFD online, 1994)

Intensidade de turbulência é a escala que caracteriza a turbulência num escoamento. Geralmente é expressa em percentagem. A intensidade de turbulência (I_T) pode ser obtida por:

$$I_T = \frac{u'}{U}$$

Eq. 35

sendo, u' o valor médio das variações da velocidade num local específico nas 3 direcções do espaço, durante um certo intervalo de tempo; U é a média da velocidade no mesmo local durante o mesmo intervalo de tempo.

Se o valor da energia turbulenta (k) for conhecido então u' pode ser calculado da seguinte forma:

$$u' = \sqrt{\frac{1}{3}(u'_x{}^2 + u'_y{}^2 + u'_z{}^2)} = \sqrt{\frac{2}{3}k}$$

Eq. 36

em que u'_x , é o valor médio das variações da velocidade na componente x , u'_y , é o valor médio das variações da velocidade na componente y e u'_z , é o valor médio das variações da velocidade na componente z .

O valor de U é calculado pela média dos três componentes da velocidade, U_x , U_y e U_z :

$$U = \sqrt{U_x^2 + U_y^2 + U_z^2}$$

Eq. 37

Na configuração das condições fronteira numa simulação em CFD é normalmente necessário estimar a intensidade da turbulência nas entradas do domínio computacional. De maneira a se conseguir estimar o mais correctamente possível é necessário ter noção de algumas heurísticas para o *input* da intensidade de turbulência (CFD-online):

1. Caso de elevada turbulência: característico de escoamento com velocidades elevadas em geometrias algo complexas como permutadores de calor, turbinas ou compressores. Tipicamente nestes casos, I_T assume valores entre 5% a 20%;
2. Caso de média turbulência: característico de escoamentos em tubagens, ventilação e escoamentos com velocidades baixas (números de Reynolds baixos). Os valores de I_T , para estes casos encontram-se entre 1% e 5%.
3. Caso de baixa turbulência: Normalmente está relacionado com escoamento em túneis de vento (conseguem-se níveis de turbulência muito baixos). Geralmente considera-se a intensidade de turbulência abaixo de 1%.

Anexo B Comprimento de entrada do escoamento

O perfil de velocidade de um fluido em escoamento numa tubagem considera-se totalmente desenvolvido após um determinado comprimento de tubagem. Esse comprimento mínimo para o desenvolvimento do perfil é chamado de comprimento de entrada do escoamento.

O comprimento de entrada do escoamento (normalizado pelo diâmetro da tubagem, l) para escoamento laminar é dado pela seguinte equação (Engineering Toolbox, 2005):

$$E_{Laminar} = 0,06 \times Re$$

Eq. 38

sendo Re o número de Reynolds em regime laminar ($Re = 130$, para as condições existentes na parede perfurada da câmara climática). De acordo com a Eq. 38:

$$E_{Laminar} = 0,06 \times 130 = 7,8$$

O comprimento (m) da tubagem para o total desenvolvimento do escoamento (l_e) pode então ser obtido multiplicando $E_{Laminar}$ pelo diâmetro da tubagem (0.005m), e assim:

$$l_e = 7,8 \times 0,005 \approx 0,04\text{m}$$

Eq. 39

De acordo a Eq. 39, o comprimento necessário para o desenvolvimento completo do perfil de velocidades é de cerca 0,04m.

Anexo C Configurações dos diferentes *solvers*

Configuração do *solver* para a simulação de transferência de calor por condução através de materiais.

De seguida apresenta-se a configuração do *solver* iterativo *GMRES*, para a simulação de 180s.

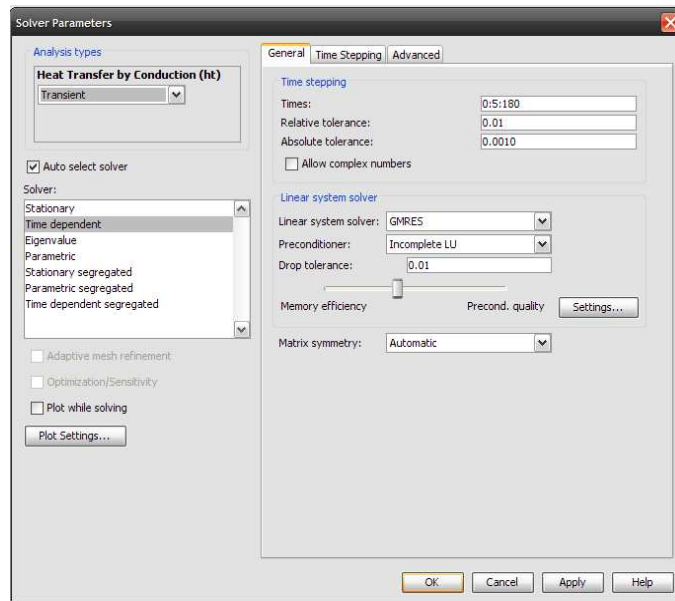


Figura C41. Configuração do *solver* GMRES

Configuração do *solver* para a simulação de transferência de calor por condução, convecção e radiação em torno de um pé térmico.

Devido à complexidade do processo de cálculo, é necessário configurar o *solver* de forma diferente da apresentada por omissão no *software*. Em seguida apresenta-se a configuração usada, de acordo com o manual do *software*, para a obtenção de convergência na simulação.

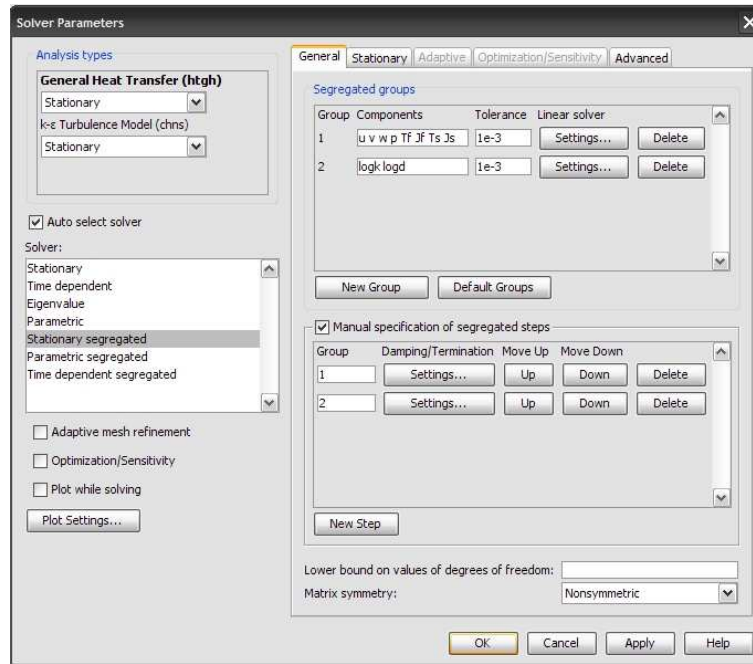


Figura C42. Configuração do solver (grupos, factor de amortecimento)

De notar que no grupo 1 se encontram as variáveis relacionadas com o escoamento (u , componente da velocidade em x ; v , componente da velocidade em y ; w , componente da velocidade em z e p , pressão relativa) e com a transferência de calor (T_f , temperatura do fluido; T_s , temperatura da superfície sólida; J_f , fluxo radiante proveniente do fluido; J_s , fluxo radiante proveniente da superfície sólida). No grupo 2 encontram-se as variáveis relacionadas com o modelo de turbulência ($\log(k)$, logaritmo da energia cinética turbulenta, $\log(d)$, logaritmo da taxa de dissipação turbulenta).

Em relação ao pré-condicionador e ao factor de amortecimento utilizaram-se as seguintes configurações:

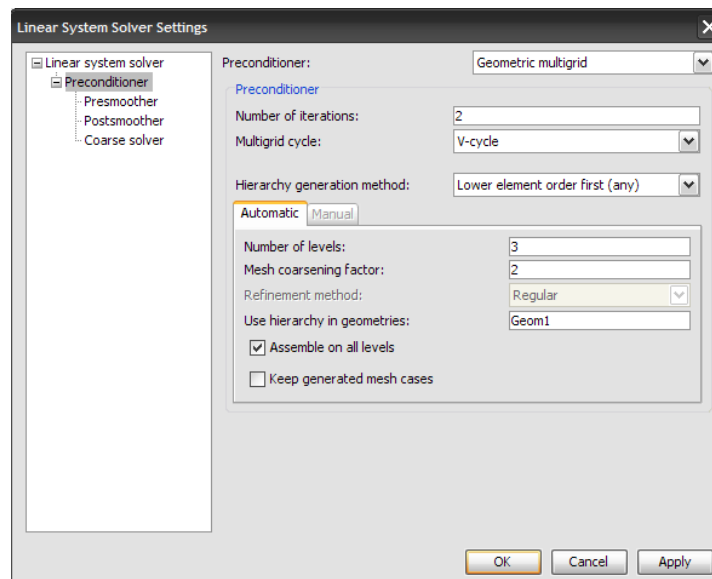


Figura C43. Configuração do pré condicionador

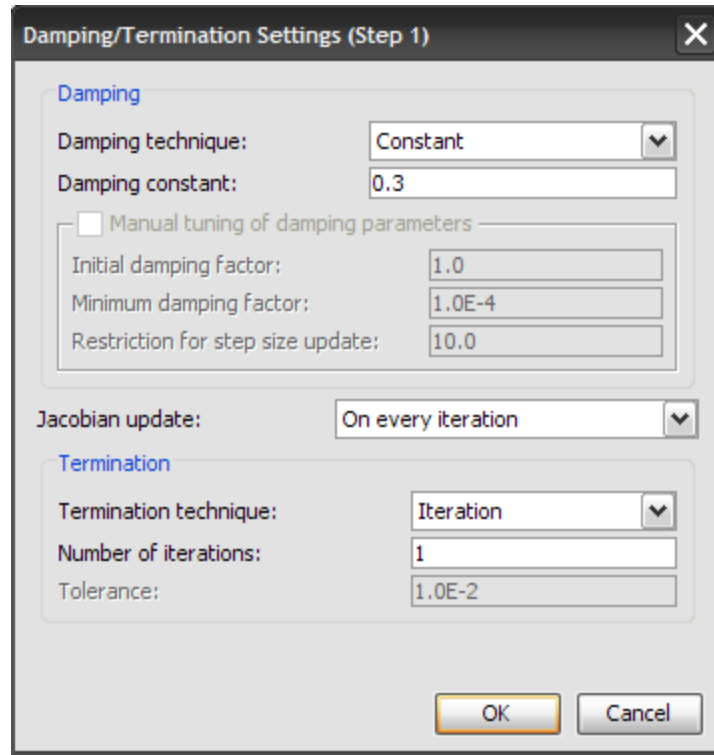


Figura C44. Configuração para o factor de amortecimento

Por fim, no separador *Advanced* recorreu-se ao *Scaling* das variáveis T_f e p .

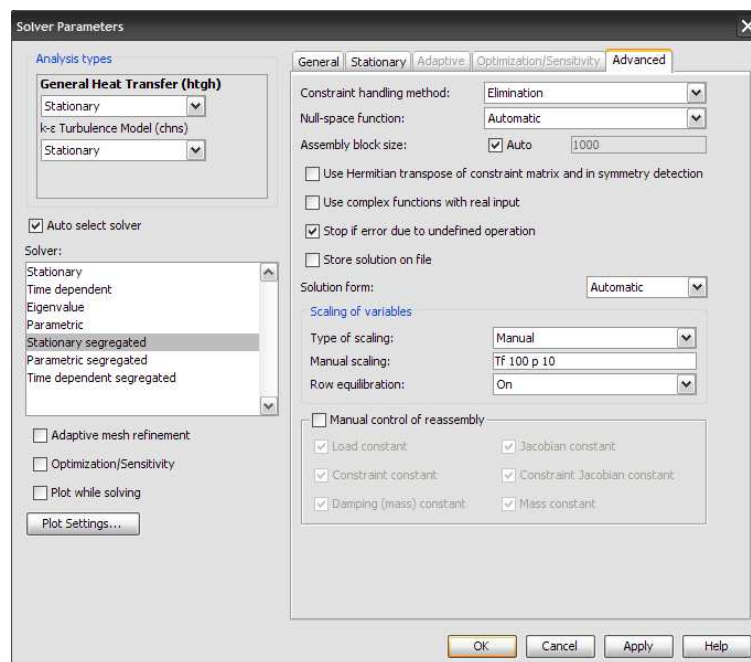


Figura C45. Configuração para o scaling das variáveis T_f (temperatura do fluido) e p (pressão relativa)

Anexo D Tratamento de pós-processamento dos dados de fluxo de calor

Tendo-se verificado que a grelha de cálculo mais densa não assegurava erros numéricos reduzidos, nomeadamente no parâmetro fluxo de calor (ntflux_htgth, de acordo com nomenclatura do software usado), os valores numéricos obtidos para este parâmetro foram alvo de um tratamento, com o objectivo de minorar a influência destes erros numéricos. Este procedimento teve por base a análise dos histogramas dos fluxos de calor, em cada zona do pé térmico. Na figura seguinte apresenta-se um destes gráficos, correspondente aos dados da zona 1 do pé térmico.

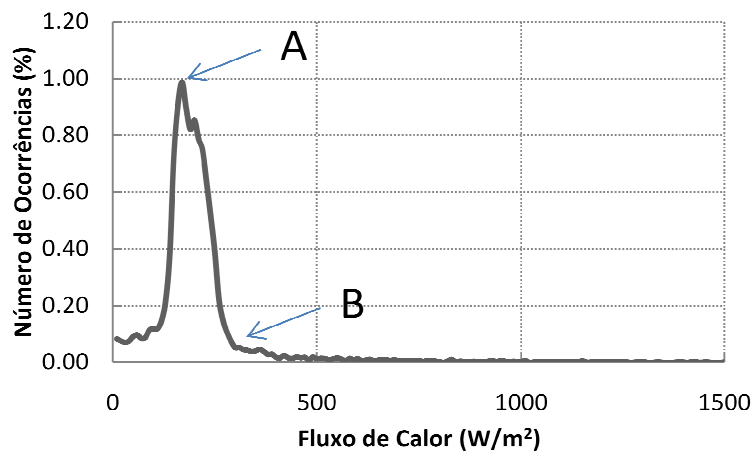


Figura D46. Número de ocorrências em função das classes de fluxo de calor para a zona 1 do pé térmico

Como se pode observar, os fluxos de calor obtidos numericamente para a zona 1 estão centrados em torno da classe 160-170 W/m² (A na figura), e à direita da classe 290-300 W/m² (B na figura) o número de ocorrências é marcadamente baixo. Para além disso, a análise exhaustiva dos dados de fluxo de calor na origem do gráfico da Figura 1, permitiu verificar que os fluxos de calor superiores a 300 W/m² surgem de forma pontual/local, ou seja, sem que as posições contíguas (ao longo da superfície da região em causa) apresentem valores de fluxo de calor semelhantes. Com base nesta observação, considerou-se que estes valores (pontuais/locais) de fluxo de calor não devem ter significado físico, pelo que devem estar associados a erros numéricos. De forma a minorar a influência destes erros numéricos, optou-se por calcular as perdas de calor totais, da zona térmica em questão, substituindo os valores desprovidos de significado físico (para esta zona, superiores a 300 W/m²) pelo valor mais frequente (para esta zona, 170 W/m²). Desta forma, evita-se que a simples remoção dos

valores sem significado físico, do cálculo das perdas de calor totais, resulte em estimativas deste parâmetro por defeito.

Para assegurar um procedimento de pós-processamento semelhante para todas as zonas, os dados de fluxo de calor de cada zona do pé foram alvo da seguinte série de acções:

- 1) Construção do gráfico de ocorrências relativo ao parâmetro fluxo de calor;
- 2) Identificação dos valores A (valor mais frequente; valor máximo da curva de ocorrências) e B (valor em que há variação brusca da curva de ocorrências; mínimo local da derivada da curva de ocorrências);
- 3) Substituição de todos os valores de fluxo de calor superiores a B (logo provavelmente sem significado físico), pelo valor A.

Refira-se que, o processo referido em 3) pode ser implementado no software através da utilização de uma expressão condicional do tipo:

$$if(ntflux_{htgh} > B; ntflux_{htgh}; A)$$

Na tabela seguinte apresentam-se os valores de A e B para as várias zonas:

Tabela 10. Valores de A e B considerados para as diferentes zonas

Zonas	A (W/m ²)	B (w/m ²)
1	170	300
2	100	300
3	30	230
4	170	280
5	130	200
6	150	400
7	300	400
8	70	130
9	90	120